

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОТКРЫТЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**Х.А. Дианов, Н.Г. Ефремов,
В.Г. Мицкевич**

Детали машин

*Утверждено
редакционно-издательским советом РГОТУПС
в качестве курса лекций*



Москва – 2003

УДК 656.2.07

ББК 39.1

Д16

Дианов Х.А., Ефремов Н.Г., Мицкевич В.Г. Детали машин.
Курс лекций — М.: РГОТУПС, 2003. — 124 с.

ISBN 5-7473-0069-5

Курс лекций составлен в соответствии с программой предмета «Детали машин» для технических специальностей высших учебных заведений.

Предлагаемое издание охватывает основы расчета и общие вопросы конструирования деталей и узлов общемашиностроительного применения.

В курсе принята единая система физических величин (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в стандартах на расчеты деталей машин: размеры деталей машин выражаются в мм, напряжения в Н/мм² — (МПа), моменты сохранены в Нм. Поэтому в формулы, включающие вращающие Т и изгибающие М моменты, введены множители 10³ перевода метров в миллиметры.

Рецензент: И.А. Недорезов

ISBN 5-7473-0069-5

© Российский государственный
открытый технический универ-
ситет путей сообщения Россий-
ской Федерации, 2003

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЧАСТЬ I. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	7
Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ	7
1.1. Общие сведения	7
1.2. Требования к машинам и деталям	7
1.3. Критерии работоспособности и расчета деталей машин	8
ЧАСТЬ II. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	10
Глава 2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	10
2.1. Общие сведения	10
2.2. Основные типы и элементы сварных соединений	12
2.3. Расчет на прочность сварных соединений	14
Глава 3. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	15
3.1. Общие сведения	15
3.2. Геометрические параметры резьбы	17
3.3. Основные типы резьб	18
3.4. Стандартные крепежные детали	20
3.5. Расчет резьбовых соединений на прочность	22
Глава 4. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	25
4.1. Общие сведения	25
4.2. Разновидности шпоночных соединений	25
4.3. Расчет шпоночных соединений	28
Глава 5. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	31
5.1. Общие сведения	31
5.2. Разновидности шлицевых соединений	32
5.3. Расчет шлицевых соединений	32
ЧАСТЬ III. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	34
Глава 6. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ	34
6.1. Назначение передач и их классификация	34

Глава 7. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ	35	Глава 12. РЕДУКТОРЫ	71
7.1. Общие сведения	35	12.1. Общие сведения	71
Глава 8. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ	37	12.2. Классификация редукторов	73
8.1. Материалы зубчатых колес	37	12.3. Зубчатые редукторы	75
8.2. Силы в зацеплении прямозубых передач	38	Глава 13. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ	78
8.3. Общие сведения о расчетах на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач	39	13.1. Общие сведения	78
8.4. Расчет на контактную прочность	40	13.2. Основные геометрические соотношения ре- менных передач	79
8.5. Расчет на изгиб	44	13.3. Силы в передаче	80
Глава 9. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ	46	13.4. Скольжение ремня по шкивам. Передаточное число	82
9.1. Общие сведения	46	13.5. Напряжения в ремне	85
9.2. Эквивалентное колесо	46	13.6. Тяговая способность ременных передач	87
9.3. Силы в зацеплении	47	Глава 14. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	89
9.4. Расчеты на прочность	48	14.1. Общие сведения	89
Глава 10. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	49	14.2. Приводные цепи	90
10.1. Общие сведения	49	14.3. Звездочки	93
10.2. Основные геометрические соотношения	51	14.4. Передаточное число цепной передачи	95
10.3. Эквивалентное колесо	52	14.5. Основные геометрические соотношения в цепных передачах	95
10.4. Силы в зацеплении	53	14.6. Силы в ветвях цепи	96
10.5. Расчет на контактную прочность	54	14.7. Расчет передачи роликовой (втулочной) цепью	97
10.6. Расчет на изгиб	56	14.8. Расчет передачи зубчатой цепью	98
Глава 11. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	57	ЧАСТЬ IV. ВАЛЫ, ОСИ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ	100
11.1. Общие сведения	57	Глава 15. ВАЛЫ И ОСИ	100
11.2. Классификация червячных передач	58	15.1. Общие сведения	100
11.3. Основные геометрические соотношения в червячной передаче	60	15.2. Конструкторские элементы. Материалы валов и осей	101
11.4. Передаточное число	64	15.3. Критерии работоспособности валов и осей	103
11.5. Силы в зацеплении	65	15.4. Проектировочный расчет валов	104
11.6. Материалы червячной пары	66	15.5. Проверочный расчет валов	105
11.7. Расчет на прочность червячных передач	67		
11.8. Тепловой расчет	69		

15.6. Расчет осей	107
Глава 16. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ	108
16.1. Общие сведения	108
16.2. Классификация и условные обозначения подшипников качения	110
16.3. Основные типы подшипников качения и материалы деталей подшипников	111
16.4. Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность	
Глава 17. МУФТЫ	118
17.1. Общие сведения	118
17.2. Глухие муфты	120
17.3. Жесткие компенсирующие муфты	121
ЛИТЕРАТУРА	124

Часть I

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Общие сведения

Целью курса является изучение основ расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения.

1.2. Требования к машинам и деталям

В соответствии с современными тенденциями к большинству проектируемых машин предъявляют следующие общие требования:

- высокая производительность;
- экономичность;
- надежность и долговечность;
- удобство и безопасность обслуживания;
- транспортабельность.

При расчетах, конструировании и изготовлении машин должны строго соблюдаться стандарты: государственные (ГОСТы), отраслевые (ОСТы), предприятий (СТП).

Стандарты в максимально возможной степени приближены к стандартам Международной организации по стандартизации (ISO).

Применение в машине стандартных деталей и узлов уменьшает количество типоразмеров, обеспечивает взаимозаменяемость, позволяет быстро и дешево изготавливать новые машины, а в период эксплуатации облегчает ремонт.

1.3. Критерии работоспособности и расчета деталей машин

Работоспособность деталей машин оценивают по одному или нескольким критериям, выбор которых **обусловлен условиями** работы и характером возможного разрушения. Такими критериями являются: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.

Прочность. Важнейшим критерием работоспособности всех деталей является прочность, т.е. способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Методы расчетов на прочность изучают в курсе сопротивления материалов. В расчетах на прочность большое значение имеет правильное определение расчетных нагрузок и допускаемых напряжений.

Повысить прочность можно путем выбора рациональной формы поперечного сечения детали, устранения концентраторов напряжений, введения поверхностного упрочнения.

Жесткость. Жесткостью называют способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

Износостойкость. Износостойкостью называют свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию. Под изнашиванием понимают процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела при трении, проявляющемся в постепенном изменении размеров или формы.

Износ (результат изнашивания) снижает прочность деталей, изменяет характер сопряжения, увеличивает зазоры в подвижных соединениях, вызывает шум.

Теплостойкость. Теплостойкостью называют способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение установленного срока службы. Перегрев деталей во время работы — явление вредное и опасное, так как при этом снижается их прочность, ухудшаются свой-

ства смазочного материала, а уменьшение зазоров в подвижных соединениях приводит к заклиниванию и поломке. Для обеспечения нормального теплового режима работы проводят тепловые расчеты (расчеты червячных и волновых передач, подшипников скольжения).

Виброустойчивость. Вибрации снижают качество работы машин, увеличивают шум, вызывают дополнительные напряжения в деталях. Особенно опасны резонансные колебания.

Часть II

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

При изготовлении машины некоторые ее детали или узлы соединяют между собой с помощью неразъемных или разъемных соединений.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относят клепаные, сварные, паяные, клееные соединения, а также соединения с натягом.

Разъемными называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным относят резьбовые, шпоночные, шлицевые соединения.

Глава 2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Общие сведения

Сварные соединения — наиболее распространенный тип неразъемных соединений. Они образуются путем местного нагрева деталей в зоне их соединения. Применяют различные виды сварки. Наибольшее распространение получили электрические, основными из которых являются дуговая и контактная сварка.

При **дуговой сварке** металл в зоне соединения доводится до расплавления. Соединение образуется после отверждения металла. Различают следующие разновидности дуговой сварки:

1) автоматическая сварка под флюсом — высокопроизводительна и экономична, с хорошим качеством шва, применяют в крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами;

2) полуавтоматическая шлаковая сварка, применяют для конструкций с короткими прерывистыми швами;

3) ручная сварка — малопроизводительна, с невысоким качеством шва, применяют при малом объеме сварочных работ и в том случае, когда другие виды дуговой сварки нерациональны.

Для дуговой сварки применяют электроды с различной обмазкой. Для сварки конструкционных сталей применяют электроды: Э42, Э42А, Э46, Э46А, Э50, Э50А и др. Число после буквы Э, умноженное на 10, обозначает минимальное значение временного сопротивления металла шва. Буква А обозначает повышенное качество электрода, обеспечивающее получение более высоких пластических свойств металла шва.

При **контактной сварке** металл в зоне соединения доводится не до жидкого, а только до пластичного состояния. Соединение образуется путем сдавливания деталей. Контактную сварку применяют в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тонкого листового металла (точечная, шовная сварка) или для стыковых соединений круглого и полосового металла (стыковая сварка).

Далее рассмотрим соединения дуговой сваркой.

Достоинства сварных соединений.

1. Невысокая стоимость соединения вследствие малой трудоемкости сварки и простоты конструкции сварного шва.
2. Сравнительно небольшая масса конструкции.
3. Герметичность и плотность соединения.
4. Возможность автоматизации процесса сварки.
5. Возможность сварки толстых профилей.

Недостатки.

1. Невысокое качество сварного шва. Применение автоматической сварки в значительной мере устраняет этот недостаток.
2. Трудность контроля качества сварного шва.
3. Коробление деталей из-за неравномерности нагрева в процессе сварки.
4. Невысокая прочность при переменных режимах нагружения. Сварной шов является сильным концентратором напряжений.

2.2. Основные типы и элементы сварных соединений

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие типы сварных соединений.

Стыковые соединения. Простые и наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных воздействию переменных напряжений. На рис. 2.1, *а–г* показаны различные варианты стыковых швов, выполненных ручной дуговой сваркой при различной толщине соединяемых элементов. При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла, шов образуется в основном за счет основного металла, а не ме-

талла электрода как при ручной сварке.

Возвышение стыкового шва над основным металлом является концентратором напряжений. Поэтому в ответственных соединениях его удаляют механическим способом.

Нахлесточные соединения (рис. 2.2, *а–в*). Их выполняют угловыми швами с различной формой сечения:

нормальные (рис. 2.3, *а*), профиль которых представляет собой равнобедренный треугольник;

вогнутые (рис. 2.3, *б*) применяют в ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогну-

тость обеспечивает плавный переход, вследствие чего снижается концентрация напряжений. Вогнутый профиль получают последующей механической обработкой шва, что повышает стоимость соединения;

выпуклые (рис. 2.3, *в*) — нерациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений;

специальные (рис. 2.3, *г*), профиль которых представляет неравнобедренный прямоугольный треугольник, применяют при переменных нагрузках. За катет шва k принимают катет вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника (см. рис. 2.3, *б*). В большинстве случаев значение k принимают равным толщине 5 свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

Угловые швы бывают:

лобовые, расположенные перпендикулярно линии действия силы F (см. рис. 2.2, *а*);

фланговые, расположенные параллельно линии действия силы F (см. рис. 2.2, *б*);

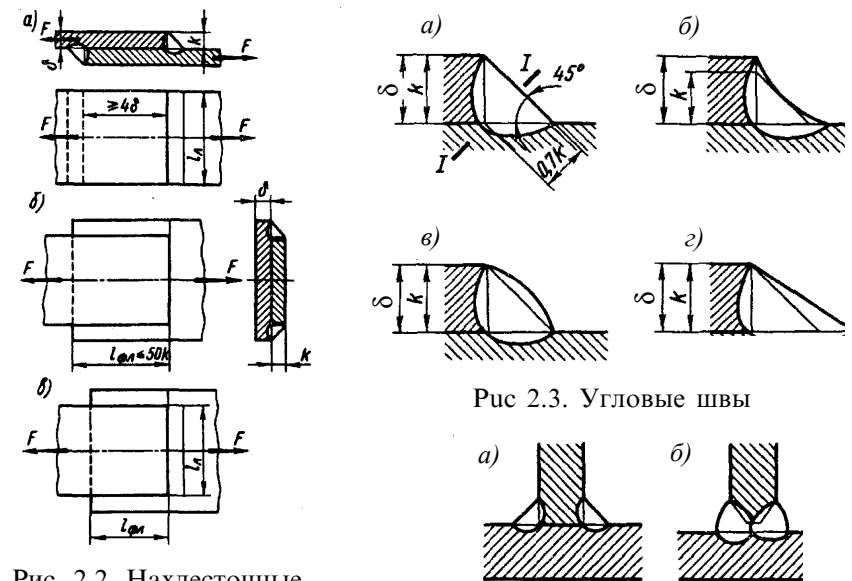


Рис. 2.3. Угловые швы

Рис. 2.2. Нахлесточные соединения угловыми швами

Рис. 2.4. Тавровые соединения

Рис. 2.1. Стыковые швы:

а — односторонний без скоса кромок;

б — односторонний со скосом кромок; *в* — двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки; *г* — двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок

комбинированные, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (см. рис. 2.2, в).

В нахлесточных соединениях возникает изгибающий момент $M = F\delta$ (см. рис. 2.2, а) от внецентрового действия растягивающих или сжимающих сил, что является недостатком соединений.

Тавровые соединения. В них свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено угловыми (рис. 2.4, а) или стыковыми (рис. 2.4, б) швами.

2.3. Расчет на прочность сварных соединений

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределены равномерно как по длине, так и по сечению.

Стыковые соединения. Расчет швов (рис. 2.5) производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета возвышения шва.

Условие прочности шва на растяжение

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta l_{ш}} \leq [\sigma]_p, \quad (2.1)$$

где F — растягивающая сила; δ — толщина шва (принимают равной толщине детали); $l_{ш}$ — длина шва; σ_p и $[\sigma]_p$ — расчетное и допускаемое напряжения растяжения для шва (табл. 2.1).

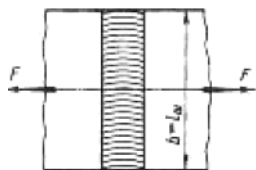


Рис. 2.5. Стыковые соединения

Нахлесточные соединения угловыми швами. Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению 1-1 (см. рис. 2.3, а), совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота h опасного сечения шва: $h = 0,7k$ для ручной сварки; $h = k$ для автоматической.

Условие прочности шва на срез

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{F}{hl_{ш}} < [\tau]_{ср}, \quad (2.2)$$

где $\tau_{ср}$ и $[\tau]_{ср}$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва (см. табл. 2.1); $l_{ш}$ — расчетная длина шва. В соединении лобовыми швами $l_{ш} = 2l_{фл}$ (см. рис. 2.2, а), фланговыми швами $l_{ш} = 2l_{фл}$ (см. рис. 2.2, б). В комбинированном сварном шве (см. рис. 2.2, в) $l_{ш}$ равна сумме длин лобовых и фланговых швов.

Таблица 2.1. Допустимые напряжения для сварочных соединений деталей из низкоуглеродных и низколегированных сталей

Вид деформации и напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручное дуговое сварные электроды	
		Э42А, Э50А	Э42, Э50
Растяжение $[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma]_{ож}$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Срез $[\tau]_p$	$0,8[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$

Глава 3. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Общие сведения

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их образуют болты, винты, гайки и другие детали, снабженные резьбой.

Классификация резьб. В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба, различают цилиндрические и конические резьбы (рис. 3.1).

В зависимости от формы профиля различают следующие основные типы резьб: треугольные (рис. 3.2, а), упорные (рис. 3.2, б), трапе-

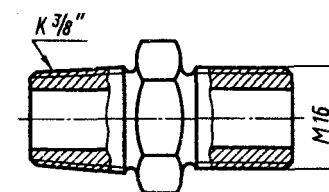


Рис.3.1. Пример конической и цилиндрической резьб

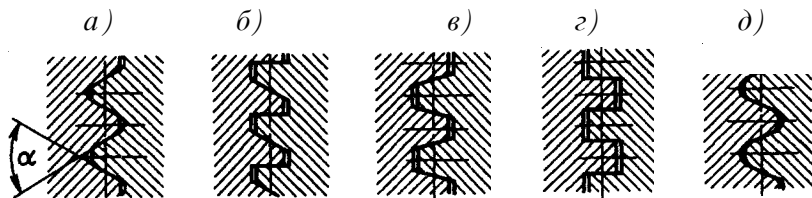


Рис. 3.2. Профили резьб

цеидальные (рис. 3.2, в), прямоугольные (рис. 3.2, г) и круглые (рис. 3.2, д).

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают **правые и левые**. У правой резьбы винтовая линия поднимается слева направо, у левой — справа налево. Левая резьба имеет ограниченное применение.

В зависимости от числа заходов резьбы делят на **однозаходные и многозаходные**. Многозаходные резьбы получают при перемещении профилей по нескольким винтовым линиям. Заходность резьбы можно определить с торца винта по числу сбегающих витков.

В зависимости от назначения резьбы делят на **крепежные, крепежно-уплотняющие и для преобразования движения**.

Крепежные резьбы применяют в соединениях для скрепления деталей. Они имеют треугольный профиль, отличающийся повышенным моментом сопротивления отвинчиванию и высокой прочностью.

Крепежно-уплотняющие резьбы применяют для скрепления деталей в соединениях, требующих герметичности. Их также выполняют треугольного профиля, но без зазоров в сопряжении болта и гайки.

Как правило, все крепежные резьбовые детали имеют однозаходную резьбу.

Резьбы для преобразования движения (вращательного в поступательное или наоборот) применяют в винтовых механизмах (в ходовых и грузовых винтах). Они имеют трапецеидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется малым моментом сопротивления вращению.

Достоинства резьбовых соединений.

1. Простота конструкции.
2. Удобство сборки, разборки, возможность применения для регулировки взаимного положения деталей.
3. Высокая нагрузочная способность.
4. Малая стоимость.

Недостатком резьбовых соединений является высокая концентрация напряжений вследствие наличия резьбы на поверхности деталей, что снижает их прочность при переменных напряжениях.

3.2. Геометрические параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами *цилиндрической резьбы* являются (рис. 3.3):

d — номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр для винта);

d_3 — внутренний диаметр резьбы винта (по дну впадины);

d_2 — средний диаметр резьбы, т. е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка равна ширине впадины;

p — шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

p_h — ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении: для однозаходной резьбы $p_h = p$; для многозаходной $p_h = z \cdot p$, где z — число заходов. Ход равен пути перемещения винта

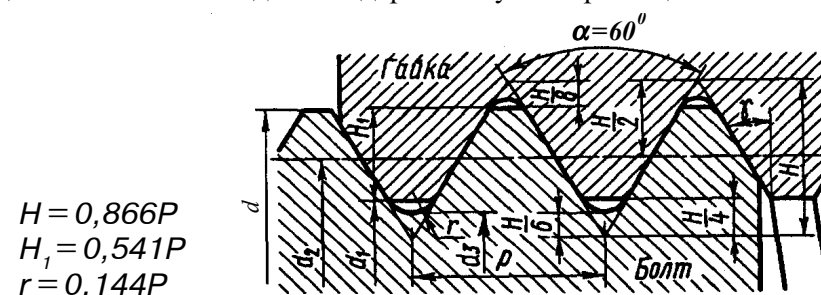


Рис. 3.3. Метрическая резьба

вдоль своей оси при повороте на один **оборот** в неподвижной гайке;

α — угол профиля резьбы

γ — угол наклона боковой стороны профиля к перпендикуляру к оси резьбы;

ψ — угол подъема резьбы, т. е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта:

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi d_2). \quad (3.1)$$

Из формулы (3.1) следует, что угол ψ возрастает с увеличением заходности резьбы.

3.3. Основные типы резьб

Метрическая резьба (см. рис. 3.3) — наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника: $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 30^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что предохраняет резьбу от повреждений, уменьшает концентрацию напряжений, удовлетворяет нормам техники безопасности. Радиальный и осевой зазоры в резьбе делают ее негерметичной. В соединениях, требующих герметичности, резьбу выполняют без зазора. Метрическую резьбу изготавливают по стандарту с крупным и мелким шагом. Наклон боковой стороны профиля обеспечивает возможность создания больших осевых сил, а также самоторможение.

В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом, так как она прочнее, менее чувствительна к изнашиванию и неточностям изготовления.

Дюймовая резьба имеет профиль в виде равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$. Вместо шага задают число витков на дюйм (1 дюйм = 25,4 мм).

Трубная резьба (рис. 3.4). Профиль — равнобедренный треугольник. Резьба имеет закругленные выступы и впадины. Отсутствие радиальных и осевых зазоров делает резьбо-

вое соединение герметичным. Резьба является крепежно-уплотняющей. Применяют для соединения труб. Изготавливают по стандарту. Еще более высокую плотность соединения дает трубная коническая резьба.

Трапецевидальная резьба (рис. 3.5). Это основная резьба в передаче винт-гайка. Ее профиль — равнобочная трапеция, угол профиля $\alpha = 30^\circ$, угол наклона боковой стороны профиля $\gamma = 15^\circ$. Шаг может быть крупным, средним и мелким. Характеризуется малыми потерями на трение, технологичностью. КПД выше, чем у резьб с треугольным профилем. Применяют для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков, прессов, домкратов и т.п.).

Упорная резьба (рис. 3.6). Профиль — неравнобочная трапеция. Рабочая сторона профиля имеет угол наклона $\gamma = 3^\circ$, что обеспечивает возможность изготовления резьбы фрезерованием. КПД выше, чем у трапецевидальной резьбы. Закругление впадин повышает сопротивление усталости винта. Применяют в передаче винт-гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов, толкателей и т.п.). Изготавливают по стандарту, шаг может быть крупным, средним, мелким.

Прямоугольная резьба (рис. 3.7). Профиль резьбы — квад-

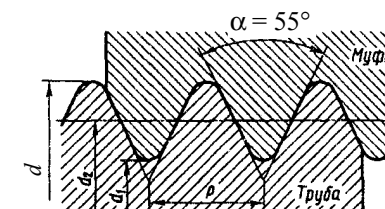
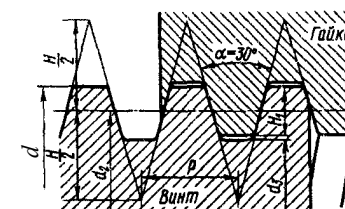


Рис. 3.4 Трубная резьба



$$H = 1,866p$$

$$H_1 = 0,5p$$

Рис. 3.5 Трапецевидальная резьба

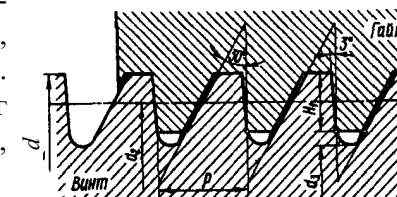


Рис. 3.6. Упорная резьба

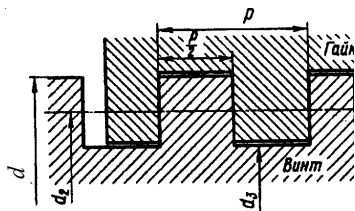


Рис 3.7. Прямоугольная резьба

рат, $\gamma = 0^\circ$. Обеспечивает наивысший КПД, но неудобна в изготовлении (невозможно нарезать объемным инструментом — фрезой).

Впадины без закруглений понижают сопротивление усталости винта. При изнашивании

появляются осевые зазоры, которые трудно устранить. Не стандартизована. Применяют ограниченно в малонагруженных передачах винт-гайка.

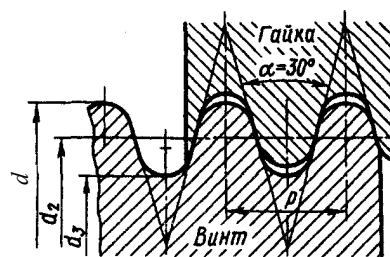


Рис 3.8. Круглая резьба

Круглая резьба (рис. 3.8). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими отрезками прямых линий. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Винты с круглой резьбой характеризуются высоким сопротивлением усталости. Изготавливают по стандарту. Применяют ограниченно при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде, а также при частых закручивании и откручивании.

Конические резьбы (см. рис. 6.3) обеспечивают герметичность без специальных уплотнений, позволяют затяжкой компенсировать износ, обеспечивают более равномерное распределение нагрузки по виткам. Стандартизованы резьбы с конусностью 1:16 (угол наклона образующей конуса к оси резьбы — $1^\circ 47' 24''$). Применяют для соединения труб, установки пробок, масленок, штуцеров и т. п.

3.4.Стандартные крепежные детали

С учетом условий применения стандартами предусмотрены различные геометрические формы и размеры болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб.

Болты и крепежные винты. Различают эти крепежные детали в зависимости от формы головки, формы стержня, точности изготовления и назначения.

В зависимости от формы головки болты и винты бывают с **шестигранными, полукруглыми, цилиндрическими, потайными** и другими головками. Форму головки выбирают в зависимости от требуемой силы затяжки, пространства для поворота инструмента, внешнего вида и т.д. Болты и винты с шестигранными головками применяют чаще других, так как они позволяют приложить большой момент закручивания и, следовательно, получить большие силы затяжки деталей соединения, требуя при этом небольшого угла поворота ключа.

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают: с **нормальным стержнем, с подголовком, с утолщенным** точно изготовленным стержнем для постановки без зазора в обработанное разверткой отверстие, **со стержнем уменьшенного диаметра** для повышения податливости и сопротивления усталости при переменных нагрузках.

В зависимости от точности изготовления болты и винты бывают **нормальной и повышенной точности**.

В зависимости от назначения болты и винты бывают **общего назначения, установочные и специальные**.

Установочные винты применяют для фиксации положения деталей. Их выполняют с различными по форме головками и концами.

К специальным болтам относят болты конусные для отверстия из под развертки, грузовые — рым-болты и другие.

Шпильки (рис. 3.9). Изготавливают без канавки (а) и с канавкой (б). Шпильку закручивают в корпусную деталь коротким резьбовым концом, длина которого может быть раз-

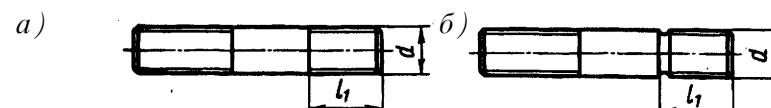


Рис. 3.9. Шпильки

личной. Для чугуновых деталей применяют шпильки с глубиной заворачивания $\ell_1 = 1,35d$ (тип I), для стальных $\ell_1 = d$ (тип II).

Гайки. Различают гайки в зависимости от формы, высоты, точности изготовления.

В зависимости от формы гайки бывают: шестигранные, круглые, гайки-барашки и др.

В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают: нормальные, высокие и низкие. Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках с целью уменьшения износа резьбы и сблизить граней гайки ключом.

В зависимости от точности изготовления шестигранные гайки бывают нормальной и повышенной точности.

Шайбы. Шайбы служат для предохранения деталей от задиоров и увеличения опорной поверхности. Их подкладывают под гайки.

Имеется большая группа стандартных стопорных шайб, которые применяют для предохранения резьбовых деталей от самоотвинчивания.

3.5. Расчет резьбовых соединений на прочность

Прочность является основным критерием работоспособности резьбовых соединений. Под действием осевой силы (силы затяжки) в стержне винта возникают напряжения растяжения, в теле гайки — сжатия, в витках резьбы — смятия, среза.

Случай 1. Болт затянут силой F_0 , внешние нагрузки отсутствуют.

Расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета не силу затяжки F_0 , а увеличенную, с учетом кручения, силу $F_{расч.}$.

Для метрических резьб в среднем

$$F_{расч.} = 1,3F_0. \quad (3.2)$$

Для трапецеидальных резьб $F_{расч.} = 1,25F_0$.

Для упорных и прямоугольных резьб $F_{расч.} = 1,2F_0$.

Расчетный диаметр резьбы болта определяют из условия прочности

$$\sigma_E = \frac{4F_{расч.}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p,$$

откуда

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{расч.}}{[\sigma]_p}}, \quad (3.3)$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение растяжения

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [S]_T. \quad (3.4)$$

Здесь σ_T — предел текучести материала болта; $[S]_T$ — коэффициент запаса прочности.

Случай 2. Болтовое соединение нагружено сдвигающей силой F .

Чаще всего в таком соединении (рис. 3.10) болт ставят с зазором в отверстия деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается.

Расчет болта проводят по силе затяжки F_0 :

$$F_0 = KF / (ifz). \quad (3.5)$$

где $K = 1,4 \dots 2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей; f — коэффициент трения; для стальных и чугуновых поверхностей $f = 0,15 \dots 0,20$; i — число стыков (на рис. 3.10 $i = 2$); z — число болтов.

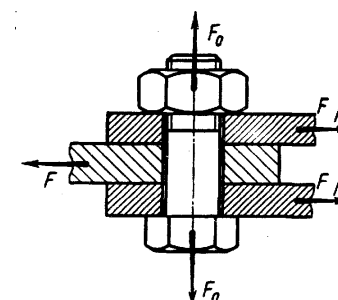


Рис. 3.10. Схема для расчета болтового соединения, нагруженного сдвигающей силой F

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно, $F_{\text{расч}} = 1,3F_0$ [см. формулу (3.2)].

Расчетный диаметр резьбы болта определяют по формуле (3.3). Допускаемое напряжение подсчитывают так же, как в первом случае расчета.

В болтах, поставленных с зазором, сила затяжки значительно больше сдвигающей силы F , что требует больших диаметров болтов или большого числа их. Так, при $K = 1,5$, $i = 1$, $f = 0,15$ и $z = 1$ по формуле (3.5)

$$F_0 = 1,5F/(1 \cdot 0,15 \cdot 1) = 10F.$$

Для уменьшения силы затяжки болта при нагружении соединения сдвигающей силой применяют различные замки, втулки, штифты и т.п. Роль болта в таких случаях сводится к обеспечению плотного соединения деталей.

Для уменьшения диаметров болтов применяют также болты для отверстий из-под развертки. Они могут быть (рис. 3.11)

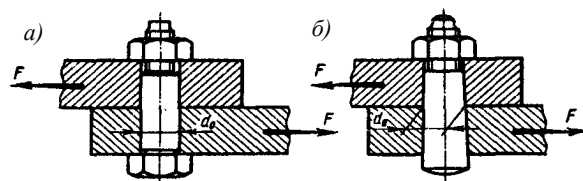


Рис 3.11 . Схема для расчета болтов, поставленных без зазора в отверстия из-под развертки

цилиндрическими (а) или конусными (б). Затяжка соединения гайкой предохраняет болт от выпадания, увеличивает несущую способность соединения за счет трения на стыке. Работают такие болты на срез, как штифты. Диаметр стержня болта d_0 определяют из условия прочности на срез:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i z [\tau]_{\text{ср}}}}, \quad (3.5)$$

где $i = 1 \dots 2$ - число плоскостей среза (на рис. 3.11. $i = 1$); z — число болтов; $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез стержня болта:

Глава 4. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Общие сведения

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, в ступицах — протягиванием.

Достоинства шпоночных соединений — простота конструкции и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостаток — шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали. Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом. Шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой — крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений).

4.2. Разновидности шпоночных соединений

Шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные и напряженные. **Ненапряженные** соединения получают при использовании призматических (рис. 4.1) и сегментных (рис. 4.2) шпонок. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений. Для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом.

Напряженные соединения получают при применении клиновых (например, врезной клиновой, рис. 4.3) и тангенци-

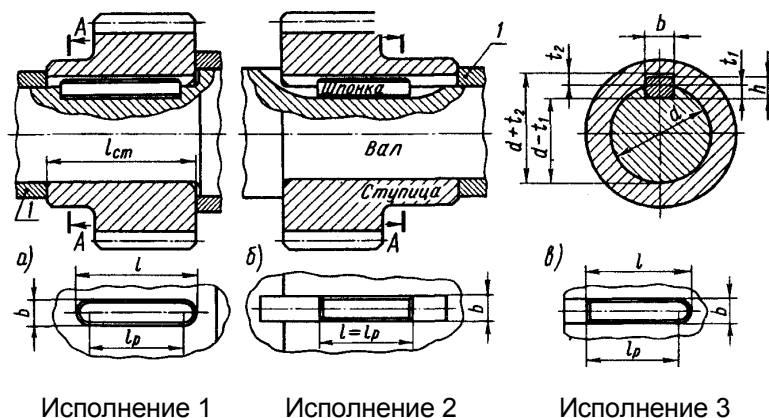


Рис. 4.1. Соединения призматическими шпонками

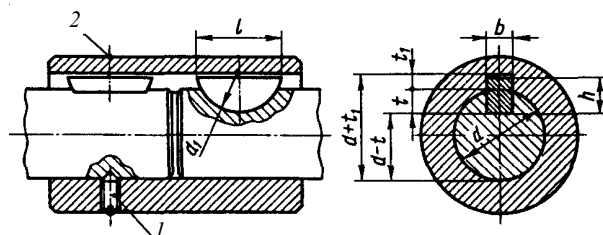


Рис. 4.2. Соединение сегментной шпонкой:
I — винт установочный; 2 — кольцо замковое пружинное

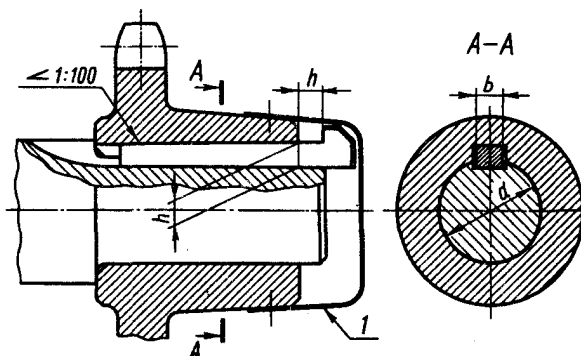


Рис. 4.3. Соединение клиновой шпонкой

альных (рис. 4.4) шпонок. При сборке таких соединений возникают предварительные (монтажные) напряжения.

Основное применение имеют ненапряженные соединения.

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рис. 4.1. Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами — исполнение 1 (рис. 4.1, а), с плоскими торцами — исполнение 2 (рис. 4.1, б), с одним плоским, а другим скругленным торцом — исполнение 3 (рис. 4.1, в).

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки (I на рис. 4.1), установочные винты (I на рис. 4.2) и др.

Соединения сегментными шпонками (рис. 4.2). Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов. Сегментные шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают). Широко применяют в серийном и массовом производстве.

Соединения клиновыми шпонками (рис. 4.3). Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготовляют без головок и с головками. Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (I на рис. 4.3). В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с небольшим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях шпонки создаются силы трения,

которые могут передавать не только вращающий момент, но и осевую силу. Соединение хорошо воспринимает ударные и переменные нагрузки.

Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах.

Соединения тангенциальными шпонками (рис. 4.4). Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. В соединении ставят две тангенциальные шпонки под углом 120°, каждая шпонка передает момент только в одну сторону.

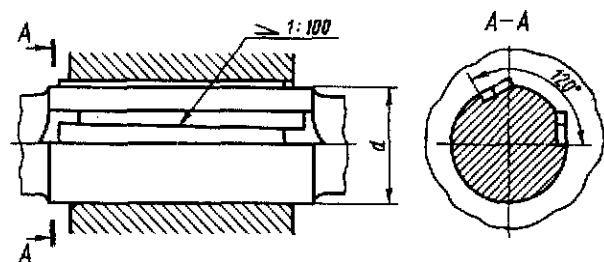


Рис 4. 4. Соединение тангенциальными шпонками

Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.).

4.3. Расчет шпоночных соединений

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обес-

печивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений — расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят.

Соединения призматическими шпонками (рис. 4.5 и 4.1) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = F_t / A_{см} \leq [\sigma]_{см}.$$

Сила, передаваемая шпонкой, $F_t = 2 \cdot 10^3 T / d$. На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

При высоте фаски шпонки $f \approx 0,06h$ площадь смятия

$$A_{см} = (h - t_1 - f)l_p = (h - t_1 - 0,06h)l_p = (0,94h - t_1)l_p,$$

следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d(0,94h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (4.1)$$

где T — передаваемый момент, Н·м; d — диаметр вала, мм; h , t_1 — высота шпонки и глубина паза на валу, мм (таблица величин); $[\sigma]_{см}$ — допускаемые напряжения смятия (см. ниже); l_p — рабочая длина шпонки; для шпонок с плоскими торцами $l_p = l$, со скругленными $l_p = l - b$.

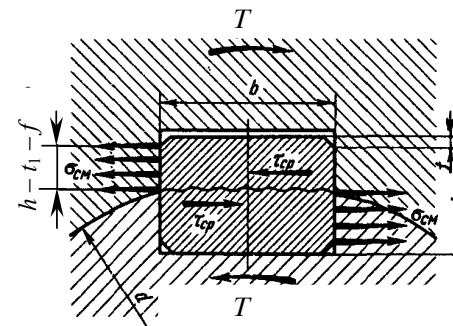


Рис 4.5. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

При проектировочных расчетах после выбора размеров поперечного сечения шпонки b и h по таблице определяют расчетную рабочую длину l шпонки по формуле (4.1).

Длину шпонки со скругленными торцами $l_p = l + b$ или плоскими торцами $l_p = l$ назначают из стандартного ряда.

Длину ступицы l_{cm} принимают на 8...10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

Соединения сегментными шпонками (см. рис. 4.1) проверяют на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t)l_p} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (4.2)$$

где $l_p \approx l$ — рабочая длина шпонки; $(h - t)$ — рабочая глубина в ступице.

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

Условие прочности на срез

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{dbl_p} \leq \tau_{cp}, \quad (4.3)$$

где b — ширина шпонки; $[\tau]_{cp}$ — допускаемое напряжение на срез шпонки (см. ниже).

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с $\sigma_B \geq 600$ Н/мм² — чаще всего из сталей 45, Ст6.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

при стальной ступице $[\sigma]_{cm} = 130...200$ Н/мм²;

при чугунной — $[\sigma]_{cm} = 80...110$ Н/мм².

Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие — при переменной и работе с ударами.

При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{cm}$ снижают в 1,5 раза.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau]_{cp}$ — 70...100 Н/мм².

Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Глава 5. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1. Общие сведения

Шлицевое соединение образуют выступы — зубья на валу и соответствующие впадины — шлицы в ступице (рис. 5.1, а–в). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки или накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Шлицы отверстия ступицы изготавливают протягиванием.

Шлицевые соединения стандартизованы и широко распространены в машиностроении.

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными. 1. Лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при их относительном осевом перемещении. 2. Меньшее число деталей соединения: шлицевое соединение образуют две детали, шпоночное — три, четыре. 3. При одинаковых габаритах возможна передача больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта. 4. Большая надежность при динамических и реверсивных нагрузках. 5. Большая усталостная прочность

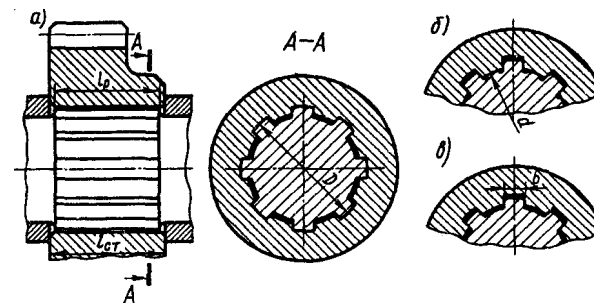


Рис 5.1. Прямоугольные шлицевые соединения

вследствие меньшей концентрации напряжений изгиба, особенно для эвольвентных шлицев. 6. Меньшая длина ступицы и меньшие радиальные размеры.

Недостатки — более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

5.2. Разновидности шлицевых соединений

Шлицевые соединения различают:

по характеру соединения — **неподвижные** для закрепления детали на валу (рис. 5.1); **подвижные**, допускающие перемещение вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач;

по форме зубьев — **прямобоочные** (рис. 5.1), **эвольвентные** (рис. 5.2, а), **треугольные** (рис. 5.2, б),

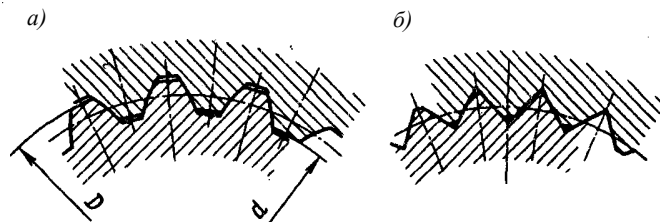


Рис 5.2. Эвольвентное (а) и треугольное (б) шлицевые соединения

по способу центрирования (обеспечения совпадения геометрических осей) ступицы относительно вала — с центрированием **по наружному диаметру** D (см. рис. 5.1, а), **по внутреннему диаметру** d (см. рис. 5.1, б) и **по боковым поверхностям** зубьев (рис. 5.1, в и 5.2). Зазор в контакте поверхностей: центрирующих — практически отсутствует, нецентрирующих — значительный.

5.3. Расчет шлицевых соединений

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей смятию и изнашиванию.

Параметры соединения выбирают по таблицам стандарта в зависимости от диаметра вала, а затем проводят расчет по критериям работоспособности.

Смятие и изнашивание рабочих поверхностей связаны с действующими на контактирующих поверхностях напряжениями $\sigma_{см}$.

Упрощенный (приближенный) расчет основан на ограничении напряжений смятия допускаемыми значениями $[\sigma]_{см}$, назначаемыми на основе опыта эксплуатации подобных конструкций:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T K_3}{d_{cp} z h l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (5.1)$$

где T — расчетный вращающий момент (наибольший из длительно действующих моментов при переменном режиме нагружения), Н·м; K_3 — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (зависит от точности изготовления и условий работы), $K_3 = 1,1 \dots 1,5$; d_{cp} — средний диаметр соединения, мм; z — число зубьев; h — рабочая высота зубьев, мм; l_p — рабочая длина соединения, мм; $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

Для соединений с прямобоочными зубьями:

$$h = 0,5(D - d) - 2f; \quad d_{cp} = 0,5(D + d),$$

где f — фаска зуба.

Для соединений с эвольвентными зубьями:

$$H = 0,815m; \quad d_{cp} = D - 1,1m.$$

Для соединений с треугольными зубьями:

$$h = 0,5(D - d); \quad d_{cp} = mz.$$

Часть III. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Глава 6. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

6.1. Назначение передач и их классификация

Механическими передачами, в дальнейшем просто передачами, называют механизмы, передающие энергию двигателя исполнительному органу машины.

Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять одну или несколько из следующих функций:

- а) понижать (или повышать) частоту вращения, соответственно повышая (или понижая) вращающий момент;
- б) преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в поступательное, равномерное в прерывистое и т.д.);
- в) регулировать частоту вращения рабочего органа машины;
- г) реверсировать движение (прямой и обратный ход);
- д) распределять энергию двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

В настоящем курсе рассмотрены только наиболее распространенные из механических передач.

Классификация передач. В зависимости от принципа действия все механические передачи делят на две группы:

- 1) **передачи зацеплением** — зубчатые, червячные, цепные;
- 2) **передачи трением** — фрикционные, ременные.

Передачи трением имеют повышенную изнашиваемость рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев различают:

а) **передачи непосредственного контакта** — зубчатые, червячные, фрикционные;

б) **передачи гибкой связью** — цепные, ременные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Глава 7. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

7.1. Общие сведения

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес (рис. 7.1, а–в). Меньшее зубчатое колесо принято называть **шестерней**, большее — **колесом**. Термин «зубчатое колесо» относят как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, колеса — индекс 2.

Достоинства зубчатых передач. 1. Высокая надежность. 2. Малые габариты. 3. Большой ресурс. 4. Высокий КПД. 5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники. 6. Постоянство передаточного числа. 7. Простота обслуживания.

Недостатки. 1. Относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа. 2. Шум при больших скоростях.

Классификация. В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: **цилиндрические** — при параллельных осях (рис. 7.1, а–в); **конические** — при пересекающихся осях (рис. 7.2, а, б); **винтовые** — при скрещивающихся осях (рис. 7.3). Винтовые зубчатые передачи отличаются повышенное скольжение в зацеплении и низкая нагрузочная способность, поэтому они имеют ограниченное применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют **реечную передачу**

(рис. 7.4), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как зубчатое колесо, диаметр которого увеличен до бесконечности.

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес различают (см. рис. 7.1) передачи: **прямозубые** (а), **косозубые** (б), **шевронные** (в) и **с круговыми зубьями** (см. рис. 7.2, б).

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают: **эвольвентные**, с зацеплением Новикова, **циклоидальные**. Преимущественное применение имеет эвольвентное зацепление, которое было предложено Л. Эйлером в 1760 г.

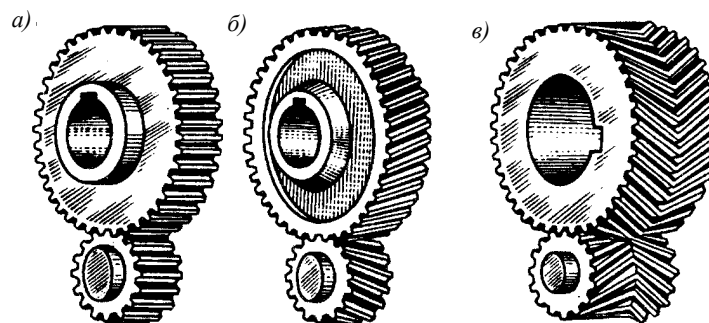


Рис. 7.1. Цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления

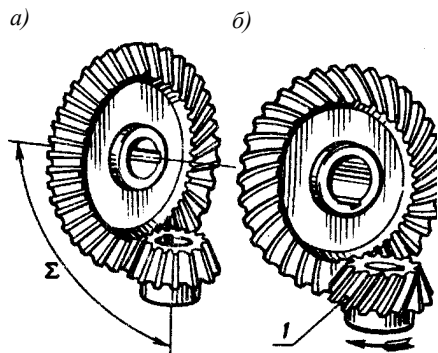


Рис. 7.2. Конические зубчатые передачи:

а — прямозубая; б — с круговым зубом

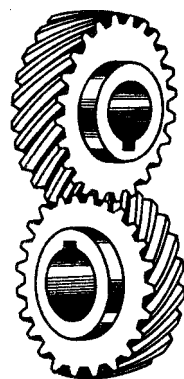


Рис. 7.3. Винтовая зубчатая передача

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают **внешнего** (см. рис. 7.1) и **внутреннего** (рис. 7.5) зацепления. Ниже рассмотрены передачи внешнего зацепления, как наиболее распространенные.

В зависимости от конструктивного исполнения различают **закрытые** и **открытые** зубчатые передачи. *Закрытые передачи* помещены в пыле- и влагонепроницаемые корпуса и работают в масляной ванне (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до $\frac{1}{3}$ радиуса). В *открытых передачах* зубья колес работают всухую или при периодическом смазывании пластичным смазочным материалом и не защищены от влияния внешней среды.

В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают **одно-** и **многоступенчатые**.

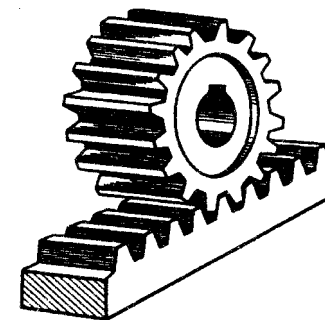


Рис. 7.4. Реечная передача

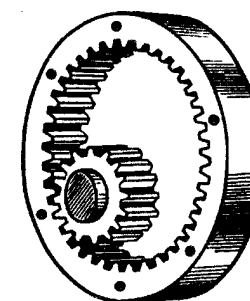


Рис. 7.5. Цилиндрическая прямозубая передача внутреннего зацепления

Глава. 8. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

8.1. Материалы зубчатых колес

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. Чаще всего применяют стали, реже — чугуны и пластмассы.

Стали. Основными материалами для изготовления зубчатых колес силовых передач служат *термически обрабатываемые стали*.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы.

Первая группа — зубчатые колеса с твердостью поверхностей зубьев $H \leq 350 \text{ HB}$. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 40, 45, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. *Термообработку — улучшение — производят до нарезания зубьев.* Твердость сердцевины зуба и его рабочей поверхности для улучшенных колес одинакова. Колеса при твердости поверхностей зубьев $H \leq 350 \text{ HB}$ хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению. Применяют в слабо- и средненагруженных передачах. Область применения улучшенных зубчатых колес сокращается.

Твердость шестерни прямозубой передачи рекомендуют принимать на $(25...50) \text{ HB}$ больше твердости колеса. Это способствует прирабатываемости, сближению долговечности шестерни и колеса, повышению сопротивления заеданию зубчатых колес.

Вторая группа — колеса с твердостью рабочих поверхностей $H > 45 \text{ HRC}$, ($H > 350 \text{ HB}$). При $H > 350 \text{ HB}$ твердость материала измеряется по шкале HRC_3 . Высокая твердость поверхностных слоев материала при сохранении вязкой сердцевины достигается применением поверхностного термического или химико-термического упрочнения: *поверхностной закалки, цементации и нитроцементации с закалкой, азотирования.*

8.2. Силы в зацеплении прямозубых передач

Силы взаимодействия зубьев принято определять в полюсе зацепления Π (рис. 8.1). Распределенную по контактной площадке нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей F_n , направленной по линии зацепления NN . Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они

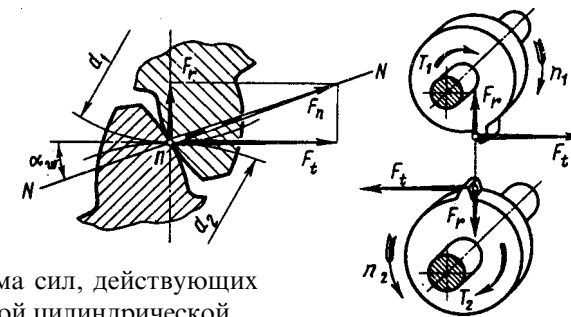


Рис. 8.1. Схема сил, действующих в прямозубой цилиндрической

малы. Для расчета валов и опор силу F_n раскладывают на составляющие:

передаче окружная сила

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2 = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = \frac{10^3 T_2 (u+1)}{a_w u} = \frac{10^3 T_1 (u+1)}{a_w}, \quad (8.1)$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (8.2)$$

где T_1 и T_2 — вращающие моменты на шестерне и колесе, Н·м; d_1 , d_2 и a_w — делительные диаметры шестерни, колеса и межосевое расстояние соответственно, мм; $\alpha_w = 20^\circ$ — угол зацепления.

На ведомом колесе направление окружной силы F_t совпадает с направлением вращения, на ведущем — противоположно ему.

8.3. Общие сведения о расчете на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач

Для хорошо смазываемых зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, основными критериями работоспособности зубьев являются: контактная прочность и прочность при изгибе.

Под **контактной прочностью** понимают способность контактирующих поверхностей зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного выкрашивания.

Расчет сводится к проверке **условия прочности**:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (8.3)$$

где σ_H — контактное напряжение в полюсе зацепления; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение.

Прочность при изгибе — это способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного излома зуба.

Условие прочности:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F, \quad (8.4)$$

где σ_F — напряжение изгиба в опасном сечении зуба; $[\sigma]_F$ — допускаемое напряжение изгиба зуба.

8.4. Расчет на контактную прочность

Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности большинства зубчатых передач. При выводе расчетной зависимости по условию контактной прочности рассматривают соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление и возникает выкрашивание; при этом контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , равными радиусам эвольвент в полюсе зацепления (рис. 8.2.).

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{1}{\rho_{np}} \cdot \frac{F_n}{l_\Sigma}}.$$

где F_n/l_Σ — нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии; F_n — равнодействующая сила, нормальной площадке контакта; l_Σ — суммарная длина контактных линий; ρ_{np} — приведенный радиус

кривизны: $\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$; ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны в точках

контакта; E_1 и E_2 ; ν_1 и ν_2 — соответственно, модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов цилиндров.

Для получения расчетной зависимости выразим входящие в формулу Герца величины через параметры зацепления.

Силу F_n , приложенную в полюсе П и действующую по линии зацепления NN, определяют по окружной силе F_t с учетом коэффициента нагрузки K_H .

$$F_n = K_H F / \cos \alpha_w. \quad (8.1)$$

Учитывая, что $\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w$

$$\rho_2 = \frac{d_1 \cdot U}{2} \sin \alpha_w,$$

$$\text{то } \rho_{np} = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w \cdot \frac{U}{U+1}.$$

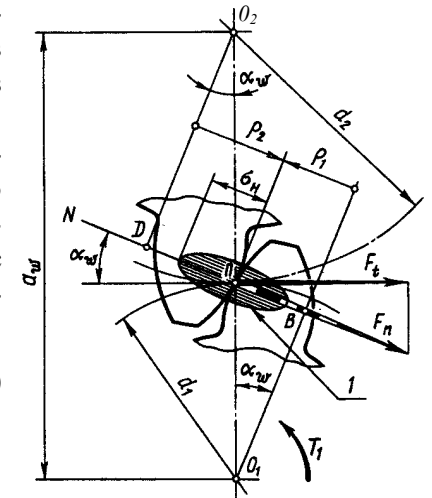


Рис. 8.2. Схема к расчету зубьев на контактную прочность:
I — эпюра контактных напряжений

Подставив полученные зависимости в формулу Герца, получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{K_H F_t}{3b_2} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha_w} \cdot \frac{u+1}{u}},$$

Решив относительно α_w и обозначив

$$K_a = \sqrt[3]{500(z_E z_H z_\epsilon)^2},$$

обозначим: $Z_E = \sqrt{1/\left[\pi\left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right)\right]}$ — коэффициент, учи-

тывающий механические свойства материалов сопряженных колес; для стальных колес при $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм² и $v_1 = v_2 = 0,3$; $Z_E = 190 H^{1/2}/\text{мм}^2$.

$Z_H = \sqrt{2/(\cos \alpha_w \cdot \sin \alpha_w)}$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. При $\alpha_w = 20^\circ$, $Z_H = 2,5$.

$Z_\epsilon = \sqrt{2/(4 - \epsilon_\alpha)/3}$ — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для прямозубых колес при $\epsilon_\alpha = 1,6$, $Z_\epsilon = 0,9$. Учитывая, что $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$, $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1/d_1$ [T_1 в Н·м; $d_1 = 2a_w/(u+1)$], получим:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{K_H \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot T(U+1)}{\psi_{ba} \cdot 4a_w^3 \cdot U}} \leq [\sigma]_H \quad (8.5)$$

Получим формулу проекторочного расчета закрытых цилиндрических стальных передач

$$a_w \geq K_a (u+1)^3 \sqrt{\frac{K_H T_1}{\psi_{ba} [\sigma]_H^2}}, \quad (8.6)$$

где α_w — межосевое расстояние, мм; K_H — коэффициент нагрузки; T_1 — вращающий момент на шестерне, Н·м; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение, Н/мм²; ψ_{ba} — коэффициент ширины венца колеса $\psi_{ba} = b_2/a_w$.

В соответствии со стандартом:

для прямозубых передач $K_a = 450$ (Н/мм²)^{1/3};

для косозубых и шевронных передач $K_a = 410$ (Н/мм²)^{1/3}.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего числа, кратного пяти, или по ряду предпочтительных чисел R40. Для стандартных редукторов a_w : 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 315 мм.

Формулу для проверочного расчета закрытых цилиндрических передач получим на основе формулы (8.5)

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u+1)^3}{b_2 u}} \leq [\sigma]_H, \quad (8.7)$$

где T_1 — в Н·м; a_w и b_2 — в мм.

Значения коэффициента Z_σ для цилиндрических стальных передач:

прямозубых $Z_\sigma = 9600$ Н^{1/2}/мм;

косозубых и шевронных $Z_\sigma = 8400$ Н^{1/2}/мм.

Коэффициент ширины венца колеса $\psi_{ba} = b_2/a_w$. При расчете цилиндрических передач значением ψ_{ba} задаются. В зависимости от расположения шестерни относительно опор принимают:

при симметричном расположении $\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,5$;

при несимметричном $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$;

при консольном $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,25$.

Большие значения ψ_{ba} — для передач с твердостью зубьев колеса $H \leq 350$ HB. Для стандартных редукторов ψ_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25.

Ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w$$

Ширину венца шестерни b_1 задают на 2...4 мм больше ширины колеса для компенсации возможного осевого смещения зубчатых колес из-за неточности сборки. Это условие важно при приработке зубьев, когда более твердая шестерня перекрывает по ширине менее твердое колесо.

Контактная прочность зубьев колес **зависит** от *материала и габаритных размеров передачи* и **не зависит** от *модуля и числа зубьев в отдельности*. По условиям контактной прочности при данном a_w модуль зубьев и число зубьев могут иметь различные значения, но с соблюдением условия: $0,5m(z_1+z_2) = a_w$.

8.5. Расчет на изгиб

Вторым из двух основных критериев работоспособности зубчатых передач является прочность зубьев на изгиб [см. формулу (8.7)]. При выводе расчетной зависимости принимают допущения:

1. В зацеплении находится одна пара зубьев.
2. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой F_n , приложенной к зубу в его вершине (рис. 8.3). Эта сила действует под углом $(90^\circ - \alpha')$ к оси зуба и вызывает в его сечениях напряжения изгиба и сжатия. Угол α' несколько больше угла зацепления α_w , т.к. при расположении вершины зуба на линии зацепления NN ось зуба не совпадает с линией центров O_1O_2 (см. рис. 8.2). Точки A и B определяют положение опасного сечения зуба на изгиб. Зуб в этом сечении нагружен изгибающим моментом $M = F_n h \cos \alpha'$.

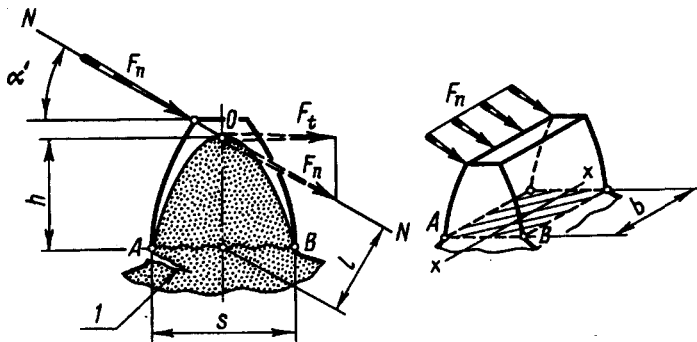


Рис 8.3, а. Схема к расчету зубьев на изгиб:
1 — усталостная трещина

3. Сила трения в зацеплении и сжимающее действие силы F_r мало влияют на суммарное напряжение и поэтому не учитываются.

Выразим силу F_n через F_t : $F_n = F_t / \cos \alpha_w$; с учетом коэффициента нагрузки K_F получим формулу для определения направления изгиба в опасном сечении АВ ножка зуба:

$$\sigma_F = \frac{M}{W_x} = \frac{F_n \cos \alpha' \cdot h \alpha_\sigma}{W_x} = \frac{6K_F F_t \cos \alpha' \cdot h \cdot \alpha_\sigma}{\cos \alpha_w \cdot b s^2},$$

где $W_x^b = b s^2 / 6$ — момент сопротивления; α_σ — коэффициент концентрации напряжений; h и s выразим через

модуль m : $h = \mu \cdot m$; $s = v \cdot m$, где μ и v — коэффициенты, учитывающие форму зуба.

Обозначив $Y_{FS} = 6\mu \cdot \cos \alpha' \alpha_\sigma / (v^2 \cdot \alpha_w)$, получим формулу для проверочного расчета зубчатых передач по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t}{b m} Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma]_F, \quad (8.8)$$

где Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (табл. величина); K_F — коэффициент нагрузки; $[\sigma]_F$ — допускаемое напряжение изгиба; Y_β — коэффициент, учитывающий угол наклона зуба β , и Y_ϵ — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; m — модуль.

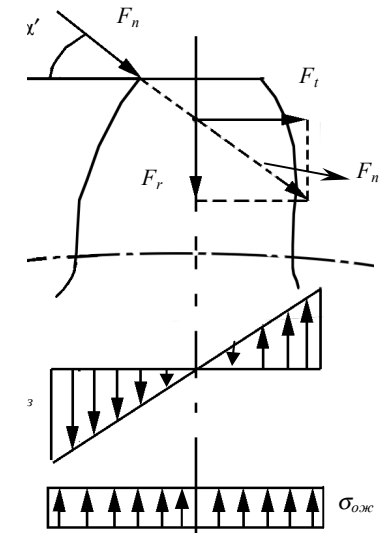


Рис. 8.3, б:
 $\sigma_{из}$ — напряжение изгиба от силы F_t ; $\sigma_{ожс}$ — напряжение сжатия от силы F_r ;

Для прямозубых зубчатых колес: $Y_\beta=1$; $Y_\varepsilon = 0,8$.

Для проектных расчетов

$$m \geq \frac{K_m K_F T_1 (u+1)}{b_2 a_w [\sigma]_F}, \quad (8.9)$$

где $K_m = 3,4 \cdot 10^3$ для прямозубых передач и $K_m = 2,8 \cdot 10^3$ для косозубых передач; T_1 — в Н·м; b_2, a_w — в мм; $[\sigma]_F$ — в Н/мм².

Вместо $[\sigma]_F$ в формулу (8.8) подставляют меньшее из значений $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

Глава 9. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1. Общие сведения

Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называют косозубыми (см. рис. 9.1).

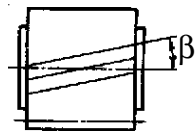


Рис. 9.1. Косозубое колесо

Чем больше угол наклона линии зуба β (рис. 9.1), тем выше плавность зацепления. У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы β равны, но противоположны по направлению.

9.2. Эквивалентное колесо

Как уже отмечалось, профиль косоуго зуба в нормальном сечении А-А (рис. 9.2) соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямозубого колеса. Расчет косозубых колес ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого колеса.

Делительная окружность косозубого колеса в нормальном сечении А-А (см. рис. 9.2) образует эллипс, радиус кривизны которого в полюсе зацепления (см. курс аналитической геометрии)

$$\rho_v = d / (\cos^2 \beta).$$

Профиль зуба в этом сечении совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого эквивалентным, делительный диаметр которого

$$d_v = 2\rho_v = d / \cos^2 \beta = m_t z / \cos^2 \beta = m z / \cos^3 \beta = m z_v$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = z / \cos^3 \beta, \quad (9.1)$$

где z — действительное число зубьев косозубого колеса.

Из формулы (9.1) следует, что с увеличением β возрастает z_v .

9.3. Силы в зацеплении

В косозубой передаче нормальная сила F_n составляет угол β с торцом колеса (рис. 9.3). Разложив F_n на составляющие, получим:

радиальную силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta, \quad (9.2)$$

где $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ — окружная сила, Н; T_1 — в Н·м; d_1 — в мм;

осевую силу

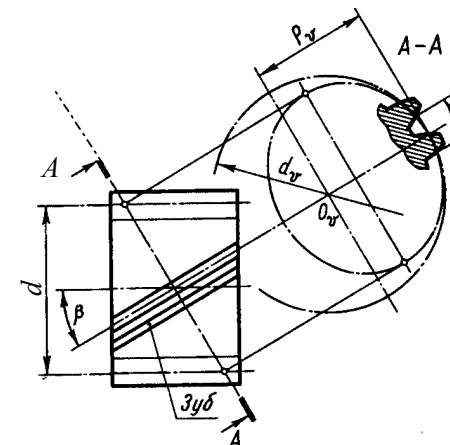


Рис. 9.2. Схема для определения z_v косозубого колеса

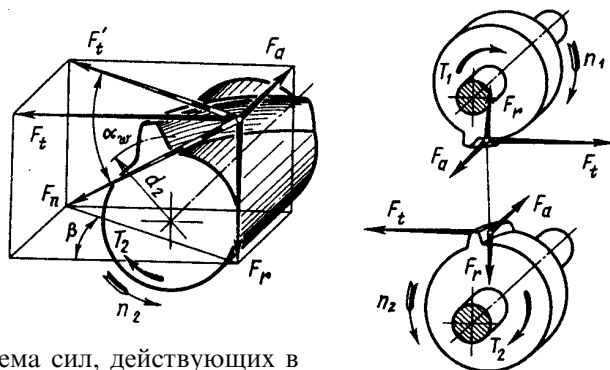


Рис. 9.3. Схема сил, действующих в косозубой цилиндрической передаче

$$F_a = F_t \tan \beta. \quad (9.3)$$

При определении направлений сил учитывают направление вращения колес и направление наклона зуба (правое или левое).

Осевая сила F_a дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . По этой причине для косозубых колес принимают $\beta = 8 \dots 200$. Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубой передачи.

9.4. Расчеты на прочность

Вследствие наклонного расположения зубьев в косозубом зацеплении одновременно находятся несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб и снижает динамические нагрузки. Расчет на прочность косозубых передач ведут по формулам эквивалентных прямозубых передач с введением в них поправочных коэффициентов, учитывающих особенности работы. По условиям прочности габариты косозубых передач получаются меньше, чем прямозубых.

Проектировочный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (8.6)] определяют межосевое расстояние для стальной косозубой передачи.

Проверочный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (8.7)] находят контактные напряжения в поверхностном слое косых зубьев.

Выполнение условия прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса косозубой передачи проверяют аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (8.8)]. Коэффициент Y_{FS} формы зуба и концентрации напряжений, выбирают по эквивалентному числу зубьев z_v . Коэффициент Y_β , учитывающий наклон зуба в косозубой передаче, вычисляют по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \beta/100^0 \text{ при условии } Y_\beta \geq 0,7. \quad (9.4)$$

Коэффициент Y_ϵ , учитывающий перекрытие зубьев в косозубой передаче: $Y_\epsilon = 0,65$.

Глава 10. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Общие сведения

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом Σ (см. рис. 7.2). Наибольшее распространение имеют передачи с углом, $\Sigma = 90^\circ$, которые и рассмотрены ниже. Конические колеса (см. рис. 7.2) бывают с прямыми (а), круговыми (б) и редко с шевронными зубьями.

Конические прямозубые передачи имеют начальный линейный, а передачи с круговыми зубьями — точечный контакт в зацеплении.

Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом.

Сопряженные колеса с круговым зубом имеют противоположное направление линии зубьев — правое и левое, если смотреть со стороны вершины конуса. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса — с левым (см. рис. 7.2, б).

В конических передачах шестерню располагают консольно. Передаточное число. Согласно рис. 10.1 передаточное число

$$u = n_1/n_2 = d_{e2}/d_{e1} = \operatorname{tg} \delta_2 = 1/\operatorname{tg} \delta_1 = z_2/z_1, \quad (10.1)$$

где d_{e1} , d_{e2} и δ_1 и δ_2 — соответственно, внешние делительные диаметры и углы делительных конусов шестерни и колеса.

Для конической прямозубой передачи рекомендуют $u = 2...3$; при колесах с круговыми зубьями u до 6,3.

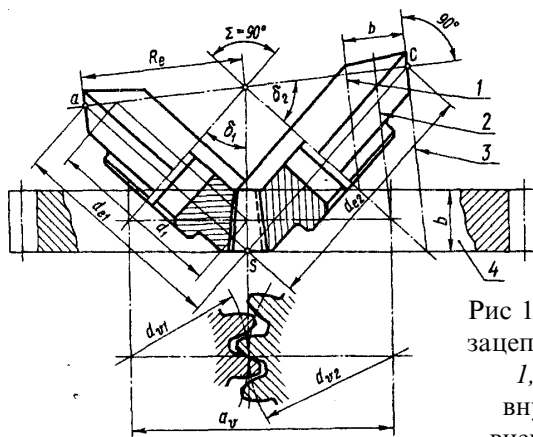


Рис 10.1. Схема к геометрии зацепления конических колес: 1, 2, 3 — образующие внутреннего, среднего и внешнего дополнительных конусов; 4 — эквивалентное цилиндрическое колесо

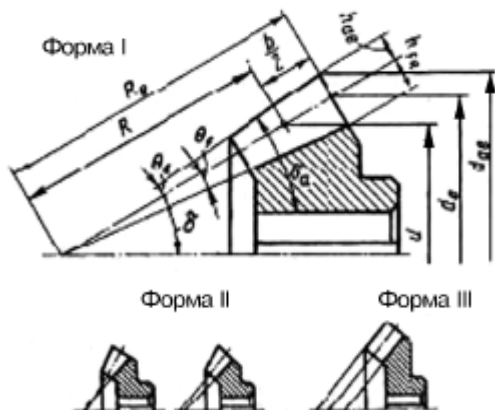


Рис. 10.2. К геометрическому расчету параметров конического колеса

10.2. Основные геометрические соотношения

В конических зубчатых колесах высота зуба, а следовательно и модуль зацепления, увеличиваются от внутреннего 1 к внешнему 3 дополнительному конусу (см. рис. 10.1, 10.2). Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом.

Максимальный модуль зубьев — **внешний окружной модуль** — получается на внешнем торце колеса. Его обозначают: m_e — для прямозубых колес и m_{ie} — для колес с круговыми зубьями.

Внешний окружной модуль m_e или m_{ie} можно не округлять до стандартного, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными значениями модуля, лежащими в некотором непрерывном интервале.

Основные геометрические соотношения для конических зубчатых передач с прямыми и круговыми зубьями даны в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Параметр зацепления	Геометрические соотношения для прямозубой передачи	Геометрические соотношения для передачи с круговыми зубьями
Внешний делительный диаметр	$d_{e1}=m_e z_1$; $d_{e2}=m_e z_2$	$d_{e1}=m_{ie} z_1$; $d_{ie}=m_{ie} z_2$
Внешнее конусное расстояние	$R_e=0,5m_e \sqrt{z_1^2+z_2^2} = 0,5d_{e2} \sqrt{u^2+1/u}$	$R_e=0,5m_{ie} \sqrt{z_1^2+z_2^2} = 0,5d_{e2} \sqrt{u^2+1/u}$
Ширина зубчатого венца	$b=K_{be}R_e=0,285R_e$	$b=K_{be}R_e=0,285R_e$
Среднее конусное расстояние	$R=R_e-0,5b$	$R=R_e-0,5b$
Угол делительного конуса	$\operatorname{tg} \delta_1=z_1/z_2=1/u$; $\delta_2=90^\circ-\delta_1$	$\operatorname{tg} \delta_1=z_1/z_2=1/u$; $\delta_2=90^\circ-\delta_1$

Параметр зацепления	Геометрические соотношения для прямозубой передачи	Геометрические соотношения для передачи с круговыми зубьями при
Модуль нормальный в среднем сечении	$m = m_e - (b \sin \delta_1) / z_1 \approx 0,857 m_e$	$m = [m_e - (b \sin \delta_1) / z_1] \cos \beta_m \approx 0,702 m_e$
Средний делительный диаметр	$d_1 = m z_1 \approx 0,857 d_{e1};$ $d_2 = m z_2 \approx 0,857 d_{e2}$	$d_1 = m z_1 / \cos \beta_m \approx 0,857 d_{e1};$ $d_2 = m z_2 / \cos \beta_m \approx 0,857 d_{e2}$

10.3. Эквивалентное колесо

Для **прямозубой передачи** профили зубьев конического колеса, построенные на развертке дополнительного конуса (см. рис. 10.1) весьма близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса, делительная окружность которого получена разверткой дополнительного конуса на плоскость. Дополнив развертку до полной окружности (рис. 10.3.), получим эквивалентное цилиндрическое колесо с числом зубьев z_v .

Из треугольника OCS (рис. 10.3) делительный диаметр эквивалентного колеса

$$d_{ve} = d_e / \cos \delta = m_e z / \cos \delta = m_e z_v, \quad (10.2)$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = z / \cos \delta. \quad (10.3)$$

Для **передачи с круговыми зубьями** профили зубьев конического колеса в нормальном сечении близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса с числом

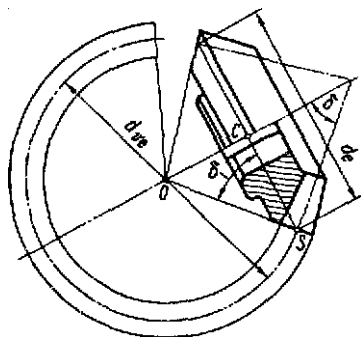


Рис. 10.3. Схема к определению эквивалентного числа зубьев

зубьев z_{vm} , полученным двойным приведением: конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу [см. формулы (10.3) и (9.1)]:

$$z_{vm} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta_m). \quad (10.4)$$

В формулах (10.3) и (10.4) z — действительное число зубьев конического колеса.

10.4. Силы в зацеплении

Силы в конической передаче определяют по размерам сечения на середине ширины зубчатого венца, в котором лежит точка приложения силы F_n , действующей перпендикулярно поверхности зуба (рис. 10.4). Силу F_n раскладывают на составляющие: F_t , F_r и F_a .

В прямозубой передаче:

радиальная сила на шестерне (при $\alpha_w = 20^\circ$)

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 = 0,36 F_t \cos \delta_1, \quad (10.5)$$

где F_t — окружная сила на шестерне или колесе,

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}, \quad (10.6)$$

где T_1 и T_2 в Н·м; d_1 , d_2 — в мм.

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = 0,36 F_t \sin \delta_1. \quad (10.7)$$

Силы на колесе соответственно равны: $F_{r2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{r1}$.

В передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев в процессе зацепления при значи-

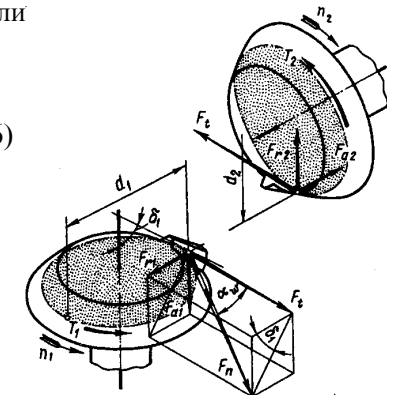


Рис. 10.4. Схема сил в конической прямозубой передаче (колеса условно раздвинуты)

тельных зазорах в подшипниках необходимо осевую силу F_{a1} на ведущей шестерне направить к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения ведущей шестерни (если смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление наклона зубьев должны совпадать (на рис. 7.2, б шестерня 1 вращается по ходу часовой стрелки, т.е. вправо, и зуб шестерни — правый).

В передаче с круговым зубом при соблюдении этого условия: окружную силу F_t определяют по формуле (10.6); радиальная сила на шестерне (при $\alpha_w = 20^\circ$; $\beta_m = 35^\circ$)

$$F_{r1} = F_t(0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1). \quad (10.8)$$

осевая сила на шестерне (при $\alpha_w = 20^\circ$; $\beta_m = 35^\circ$)

$$F_{a1} = F_t(0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1). \quad (10.9)$$

Силы на колесе соответственно равны: $F_{r2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{r1}$.

10.5. Расчет на контактную прочность

Прочностной расчет конической передачи основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса такая же, как у эквивалентного цилиндрического (см. рис. 10.1) с той же длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зуба). Практика эксплуатации показала, что при одинаковой степени нагруженности конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических.

Формула для **проверочного расчета стальных конических зубчатых передач** имеет вид

$$\sigma_H = 6,7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_H T_1}{d_{e1}^3 u \Theta_H}} \leq [\sigma]_H, \quad (10.10)$$

где T_1 — в Н·м; d_{e1} — в мм.

Для **прямозубых конических передач** $\Theta_H = \Theta_F = 0,85$. Для передач с круговыми зубьями значения Θ_H даны в табл. 10.2.

Таблица 10.2. Значения коэффициентов Θ_H и Θ_F для конических передач с круговыми зубьями

Твердость зубчатых колес	Θ_H	Θ_F
$H_1 \leq 350 \text{ HB}, H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$1,22 + 0,21u$	$0,94 + 0,08u$
$H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$1,13 + 0,13u$	$0,85 + 0,04u$
$H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \geq 45 \text{ HRC}$	$0,81 + 0,15u$	$0,65 + 0,11u$

Коэффициент K_H нагрузки для конических передач:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\gamma}.$$

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

Для колес с круговыми зубьями

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0} \text{ при условии } K_{H\beta} \geq 1,2, \quad (10.11)$$

где $K_{H\beta}$ — коэффициент, выбираемый по таблице в зависимости от отношения $\psi_{bd} = b/d_1$, твердости зубчатых колес и схемы передачи.

Для большинства конических передач отношение ширины зубчатого венца (длины зуба) к внешнему конусному расстоянию $K_{be} = b/R_e = 0,285$, тогда

$$\psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (10.12)$$

Для **прямозубых конических передач** K_{be} выбирают по таблице, принимая $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$.

Значение коэффициента K_H динамической нагрузки для передач с круговыми зубьями выбирают такое же, как и для цилиндрических косозубых передач. Для конических прямозубых передач $K_{H\gamma}$ выбирают также по таблице, но с условным понижением степени точности на единицу (например, для фактической степени точности 7 значение $K_{H\gamma}$ выбирают по степени точности 8).

Проектировочный расчет. Решив зависимость (10.10) от-

носителю d_{e1} , получим формулу проекторочного расчета для стальных конических зубчатых передач

$$a_w \geq K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\psi_{ba} u [\sigma]_H}}, \quad (10.13)$$

где d_{e1} — внешний делительный диаметр шестерни, мм; T_1 — в Н·м; $[\sigma]_H$ — в Н/мм².

10.6. Расчет на изгиб

Аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи [см. формулу (8.8)] **расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие их прочности:**

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F F_t Y_{Fs1}}{\Theta_F b m} \leq [\sigma]_{F1}; \quad (10.14)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{Fs2}}{Y_{Fs1}} \sigma_{F1} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (10.15)$$

где m — модуль нормальный в среднем сечении конического колеса (см. табл. 10.1); Y_{Fs} — коэффициент формы зуба и концентрации напряжений эквивалентного колеса с учетом коэффициента смещения $x_e(x_n)$; Y_{Fs} выбирают по $z_v(z_m)$; Θ_F — коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес, выбирают по табл. 10.1; K_F — коэффициент нагрузки.

Коэффициент K_F нагрузки для конических передач

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

Значения коэффициента K_{Fv} динамической нагрузки выбирают по таблице.

Глава 11. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

11.1. Общие сведения

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Их применяют для передачи вращательного движения между валами, угол скрещивания осей которых составляет $\Theta = 90^\circ$ (рис. 11.1). В большинстве случаев ведущим является червяк, т. е. короткий винт с трапецеидальной или близкой к ней нарезкой.

Червячная передача — это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляют по принципу винтовой пары.

Достоинства червячных передач 1. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени (u до 80). **2.** Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции. **3.** Плавность и бесшумность работы. **4.** Возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей движение только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колес (например, под действием силы тяжести поднимаемого груза). **5.** Возможность получения точных и малых перемещений.

Недостатки. 1. Низкий КПД. **2.** Необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов. **3.** Повышенное изнашивание и склонность к заеданию. **4.** Необходимость регулировки зацепления.

Применение. Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт.

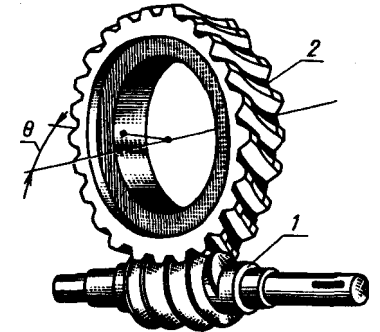


Рис. 11.1. Червячная передача:
1 — червяк; 2 — венец червячного колеса

Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи.

Червячные передачи широко применяют в транспортных и подъемно-транспортных машинах, а также с целью получения малых и точных перемещений (делительные устройства станков, механизмы настройки, регулировки и др.).

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочитают использовать в приводах периодического, а не непрерывного действия.

11.2. Классификация червячных передач

В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рис. 11.2) передачи бывают с **цилиндрическим** (а) или с **глобоидным** (б) червяками.

Глобоидная передача имеет повышенный КПД и более высокую (в 1,5 раза) несущую способность, но сложна в изготовлении, сборке и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызываемому, например, изнашиванием подшипников.

Ниже рассмотрены передачи с цилиндрическими червяками, чаще всего применяемые на практике.

*В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с **правым** (предпочтительнее для применения) и **левым** направлениями линии витка.*

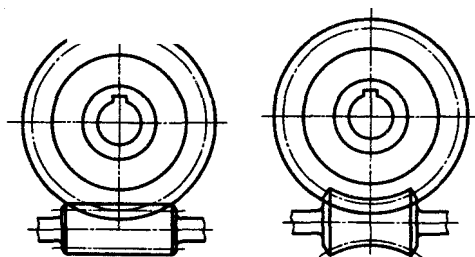


Рис. 11.2. Схемы червячных передач с цилиндрическим (а) и глобоидным (б) червяками

*В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 11.3) передачи бывают с **нижним** (а), **верхним** (б) и **боковым** (в) червяками. Расположение червяка определяет общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления. При картерном способе смазывания и окружной скорости червяка $v_1 \leq 5$ м/с обычно применяют нижнее расположение червяка. При больших скоростях во избежание повышенных потерь на перемешивание и разбрызгивание масла применяют верхнее расположение червяка.*

*В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с **архимедовым**, **конволютным** и **эвольвентным** червяками. Каждый из них требует своего способа нарезания.*

Архимедов червяк в осевом сечении (сечение А-А на рис 11.4) имеет прямолинейный профиль витка, аналогичный инструментальной рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка (положение 2 на рис. 11.4) так, чтобы его верхняя плоскость А-А была перпендикулярна винтовой линии, то получаемая при нарезании винтовая поверхность даст в торцовом сечении кривую — конволюту (удлиненную или укороченную эвольвенту окружности). Такой червяк называют **конволютным**.

Если резец установить так, чтобы его верхняя плоскость А-А (положение 3 на рис. 11.4), смещенная на некоторую величину e , была параллельна оси червяка, то получаемая при нарезании винтовая поверхность даст в торцовом сечении

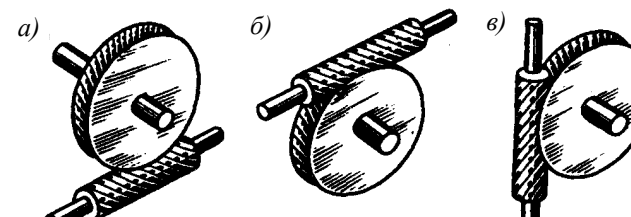


Рис. 11.3. Схемы расположения червяка относительно колеса

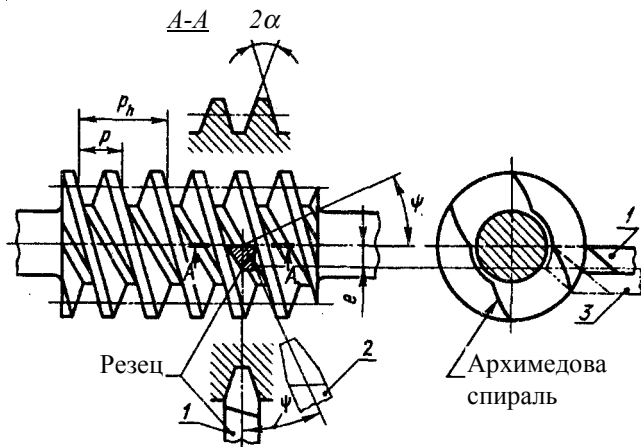


Рис. 11.4. Схема установки инструмента при нарезании червяка

кривую — эвольвенту окружности. Червяк с такой винтовой поверхностью называют *эвольвентным*. Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков червяка.

На практике выбор профиля нарезки связан с возможностью последующего шлифования. Наибольшее распространение получили конволютные червяки.

11.3. Основные геометрические соотношения в червячной передаче

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса.

Значения расчетных m модулей и выбирают из ряда: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 мм.

Основными геометрическими размерами червяка являются (рис. 11.5):

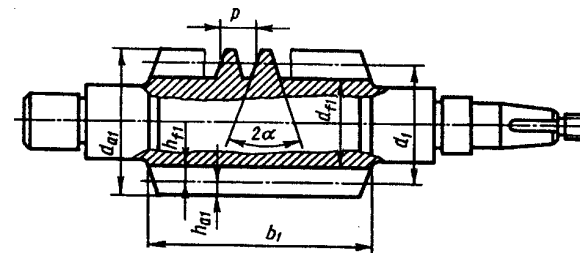


Рис. 11.5. Основные размеры цилиндрического червяка

делительный диаметр, т. е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины:

$$d = mq, \quad (11.1)$$

где q — число модулей в делительном диаметре червяка, или коэффициент диаметра червяка. С целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента значения q стандартизованы (табл. 11.1);

расчетный шаг червяка $p = \pi m$;

ход витка (рис. 11.6) $p_h = pz_1$, где z_1 — число витков червяка: 1; 2 или 4 ($z_1 = 3$ стандартом не предусмотрено);

высота головки витка червяка и зуба колеса (см. рис. 11.5)

$$h_{a1} = h_{a2} = m;$$

высота ножки витка червяка и зуба колеса

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2m;$$

угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$;

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \quad (11.2)$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (11.3)$$

делительный угол подъема линии витка (см. рис. 11.6)

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi d_1) = z_1 / q. \quad (11.4)$$

Таблица 11.1. Значения модулей m и соответствующих им коэффициентов q диаметров червяка (выборка)

m	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

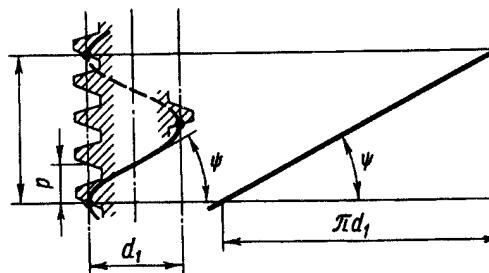


Рис. 11.6. Схема определения делительного угла подъема линии витка

Червячные передачи со смещением выполняют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Осуществляют это, как и в зубчатых передачах, смещением фрезы относительно заготовки при нарезании зубьев колеса.

Червячные колеса передач без смещения и со смещением нарезают одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк имеют одинаковые размеры, то нарезание со смещением выполняют только у колеса. При заданном межосевом расстоянии коэффициент смещения инструмента

$$x = (a_w / m) - 0,5(q + z_2). \quad (11.5)$$

Здесь z_2 — число зубьев червячного колеса.

По условию неподрезания и незаострения зубьев значение x выбирают в пределах: $-1 \leq x \leq +1$.

Длина b_1 нарезанной части червяка при коэффициенте смещения $x \leq 0$.

$$b_1 = m(10 + 5,5|x| + z_1). \quad (11.6)$$

При положительном смещении ($x > 0$) червяк должен быть несколько короче. В этом случае размер b_1 , вычисленный по формуле (11.6), уменьшают на величину $(70 + 60x)m/z_2$.

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков во избежание искажения рабочей части профиля витков при входе и выходе инструмента b_1 увеличивают приблизительно на $3m$.

Во всех случаях значение b_1 затем округляют до ближайшего стандартного.

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют:

диаметр начального цилиндра (начальный диаметр)

$$d_{w1} = m(q + 2x), \quad (11.7)$$

угол подъема линии витка на начальном цилиндре

$$\operatorname{tg} \psi_w = Z_1 / (q + 2x). \quad (11.8)$$

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рис. 11.7):

делительный и совпадающий с ним начальный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = mz_2, \quad (11.9)$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x), \quad (11.10)$$

диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x), \quad (11.11)$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2). \quad (11.12)$$

Ширина венца червячного колеса зависит от числа витков червяка:

$$\text{при } z_1 = 1 \text{ и } 2 \quad b_2 = 0,355a_w, \quad (11.13)$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_2 = 0,315a_w. \quad (11.14)$$

Здесь a_w — межосевое расстояние.

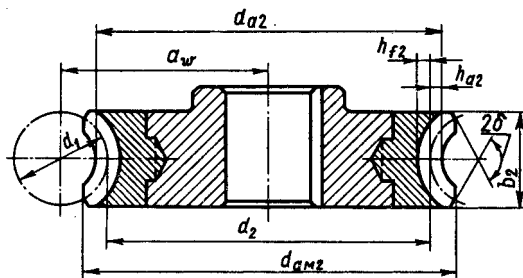


Рис. 11.7. Основные размеры венца червячного колеса

Червячное колесо является косозубым с углом наклона зуба ψ . Точка касания начальных цилиндров червяка и червячного колеса является полюсом зацепления.

Межосевое расстояние — главный параметр червячной передачи:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2 + 2xm). \quad (11.15)$$

Для стандартных редукторов a_w : 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

11.4. Передаточное число

Передаточное число u червячной передачи определяют по условию, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на угол, соответствующий числу зубьев, равному числу витков червяка:

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1 \quad (11.16)$$

где n_1 , n_2 — частоты вращения червяка и колеса; z_1 и z_2 — число витков червяка и число зубьев колеса.

Число витков z_1 червяка рекомендуют принимать в зависимости от передаточного числа u :

u	8...14	св. 14...30	св. 30
z_1	4	2	1

Во избежание подреза основания ножки зуба колеса в процессе нарезания зубьев принимают $z_2 > 26$. Оптимальным является $z_2 = 32...63$.

Для червячных передач стандартных редукторов передаточные числа выбирают из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.

11.5. Силы в зацеплении

В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, силу со стороны червяка воспринимают не один, а несколько зубьев колеса. Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса F_n (рис. 11.8, а) принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления Π по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда F_n раскладывается по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} . Для наглядности изображения сил червячное зацепление на рис. 11.8, б раздвинуто.

Окружная сила F_{t2} на червячном колесе численно равна осевой силе F_{a1} на червяке:

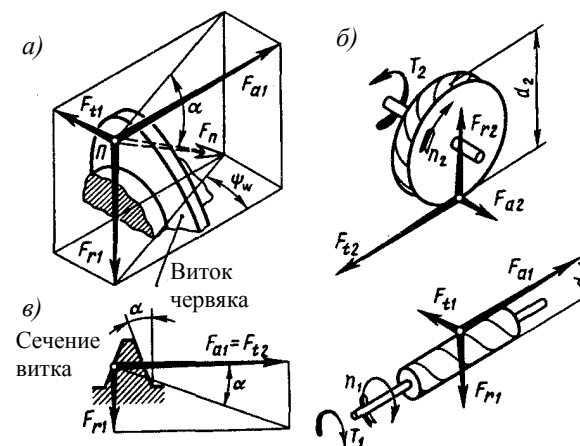


Рис. 11.8. Схема сил, действующих в червячном зацеплении

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2, \quad (11.17)$$

где T_2 — вращающий момент на червячном колесе, Н·м; d_2 — в мм.

Окружная сила F_{r1} на червяке численно равна осевой силе F_{a2} на червячном колесе.

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 T_2 / (\eta d_{w1}), \quad (11.18)$$

где T_1 — вращающий момент на червяке, Н·м; η — КПД; d_{w1} — в мм.

Радиальная сила F_{r1} на червяке численно равна радиальной силе F_{r2} на колесе (рис. 11.8, в):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (11.19)$$

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка и направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в сторону, противоположную вращению червяка (рис. 11.8, б).

11.6. Материалы червячной пары

Червяк и колесо должны обладать достаточной прочностью и ввиду значительных скоростей скольжения в зацеплении образовывать антифрикционную пару с высокими износостойкостью и сопротивляемостью заеданию.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 45, 50 или легированных сталей марок 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости $H = 45 \dots 53 \text{ HRC3}$. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементуемых сталей 15Х, 20Х с твердостью после закалки $H = 56 \dots 63 \text{ HRC3}$.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения V_s .

Материалы венцов червячных колес по мере убывания антизадириных и антифрикционных свойств и по рекомендуемым для применения скоростям скольжения можно условно свести к трем группам.

Группа I. Оловянные бронзы (марок Бр010Ф1, Бр010Н1Ф1 и др.) применяют при высоких скоростях скольжения ($V_s = 5 \dots 25 \text{ м/с}$). Обладают хорошими антизадириными свойствами, но имеют невысокую прочность.

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни применяют при средних скоростях скольжения (V_s до $3 \dots 5 \text{ м/с}$). Чаще других применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза имеет высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадириными свойствами, поэтому ее применяют в паре с закаленными ($H > 45 \text{ HRC3}$) шлифованными и полированными червяками.

Группа III. Серые чугуны марок СЧ15, СЧ20 применяют при малых скоростях скольжения ($V_s < 2 \dots 3 \text{ м/с}$).

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость v_s скольжения, м/с:

$$V_s = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1^3 \sqrt{T_2}, \quad (11.20)$$

где n_1 — в мин^{-1} ; T_2 — в Н·м.

11.7. Расчет на прочность червячных передач

В червячных передачах, аналогично зубчатым, зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и на изгиб. В червячных передачах кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и изнашивания, которые также зависят от значений контактных напряжений σ_H . Поэтому для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является **основным**, определяющим размеры передачи, а расчет по напряжениям изгиба — **проверочным**.

Расчет по контактным напряжениям. В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же

исходные зависимости и предположения, что и при рассмотрении зубчатых передач (см. § 8.4).

Формула проверочного расчета червячных передач по контактным напряжениям имеет вид

$$\sigma_H = \frac{5350(q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w(q+2x)} \right]^3} KT_2 \leq [\sigma]_H, \quad (11.21)$$

где σ_H — расчетное контактное напряжение для поверхностей зубьев и витков в зоне зацепления, Н/мм²; a_w — межосевое расстояние, мм; T_2 — вращающий момент на колесе, Н·м.

Червячные передачи работают плавно, бесшумно, поэтому в них дополнительные динамические нагрузки невелики. Хорошая приработка зубьев колес к виткам червяков значительно уменьшает концентрацию нагрузки.

При обычной точности изготовления и выполнении условия жесткости червяка принимают: $K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с; $K = 1,1 \dots 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с, где v_2 — окружная скорость червячного колеса.

Приняв из условия жесткости червяка $q = 0,25z_2$, а также $K = 1$, $x = 0$ и решив зависимость (11.21) относительно a_w , получим **формулу проекторочного расчета червячных передач:**

$$a_w > 610 \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2}, \quad (11.22)$$

где a_w — межосевое расстояние, мм; $[\sigma]_H$ — в Н/мм²; T_2 — в Н·м.

Полученное расчетным путем значение a_w округляют в большую сторону до стандартного значения или до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Расчет по напряжениям изгиба. Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. В формулу (8.8) вводят поправки, связанные с представлением входящих в нее величин через параметры червячной передачи и учитывающие более высокую

прочность зубьев червячного колеса на изгиб (на —30%) вследствие их дугообразной формы.

С учетом этих поправок получают **формулу проверочного расчета зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:**

$$\sigma_F = \frac{KF_{t2}Y_{F2}\cos\psi_w}{l,3m^2(q+2x)} \leq [\sigma]_F, \quad (11.23)$$

где σ_F — расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зуба; Y_{F2} — коэффициент формы зуба колеса, который выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v2} .

z_{v2}	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_{F2}	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	0,40	1,34	1,30

Эквивалентное число зубьев z_{v2} по аналогии с косозубым колесом при угле наклона зуба ψ_w :

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3\psi_w. \quad (11.24)$$

Витки червяка прочнее зубьев червячного колеса, а потому в проверке прочности не нуждаются.

11.8. Тепловой расчет

При работе червячных передач вследствие их невысокого КПД выделяется большое количество теплоты. Мощность $(1 - \eta)P_1$, потерянная на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла, переходит в теплоту, нагревая масло, детали передачи в стенки корпуса, через которые она отводится в окружающую среду. Если отвод теплоты недостаточен, то передача может перегреться. При перегреве резко уменьшается вязкость масла и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производят на основе **теплового баланса**, т.е. равенства тепловыделения Q_B и теплоотдачи Q_O .

Тепловой поток, Вт (тепловая мощность), передачи в одну секунду

$$Q_B = 10^3 (1 - \eta) P_I,$$

где η — КПД червячной передачи; P_I — мощность на червяке, кВт;

$$P_I = \frac{T_2 n_2}{9550 \eta}. \quad (11.25)$$

Здесь T_2 — в Н·м; n_2 — в мин⁻¹.

Тепловой поток, Вт (мощность теплоотдачи), наружной поверхности корпуса редуктора в одну секунду

$$Q_O = K_T (t_M - t_B) A (1 + \lambda),$$

где A — площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, м².

Поверхность днища корпуса не учитывают, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом. Приблизительно поверхность A охлаждения корпуса можно принимать в зависимости от межосевого расстояния:

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0

λ — коэффициент, учитывающий отвод тепла от днища редуктора в основание. При установке редуктора на металлической плите или раме $\lambda = 0,25$; на бетонном или кирпичном основании $\lambda = 0$;

t_B — температура воздуха вне корпуса (в условиях цеха $t_B = 20^\circ\text{C}$);

t_M — температура масла в корпусе передачи, $^\circ\text{C}$; K_T — коэффициент теплопередачи, характеризующий тепловой поток, передаваемый в секунду одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус (зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха — интенсивности вентиляции помещения).

Для чугунных корпусов при естественном охлаждении

$K_T = 12 \dots 17$. Большие значения принимают при незначительно шероховатых и чистых поверхностях наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем расположении червяка).

По условию теплового баланса $Q_B = Q_O$, т.е.

$$10^3 (1 - \eta) P_I = K_T (t_M - t_B) A (1 + \lambda),$$

откуда **температура масла** в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения

$$t_M = t_B + \frac{10^3 (1 - \eta) P_I}{K_T A (1 + \lambda)} \leq [t]_M. \quad (11.26)$$

Значение $[t]_M$ зависит от марки масла: $[t]_M = 85 \dots 95^\circ\text{C}$.

Если при расчете получают $t_M > [t]_M$, то необходимо увеличить поверхность охлаждения A , предусмотрев охлаждающие ребра (ребра располагают вертикально, в расчете учитывают только 50% поверхности ребер), или применить искусственное охлаждение, например, обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (ребра располагают горизонтально). В этом случае

$$t_M = t_B + \frac{10^3 (1 - \eta) P_I}{(0,7 K_T + 0,3 K_{TB}) A} \leq [t]_M. \quad (11.27)$$

Глава 12. РЕДУКТОРЫ

12.1. Общие сведения

Редуктором называют механизм, выполненный в виде самостоятельного агрегата с целью понижения частоты вращения ведущего вала и увеличения вращающего момента на ведомом валу.

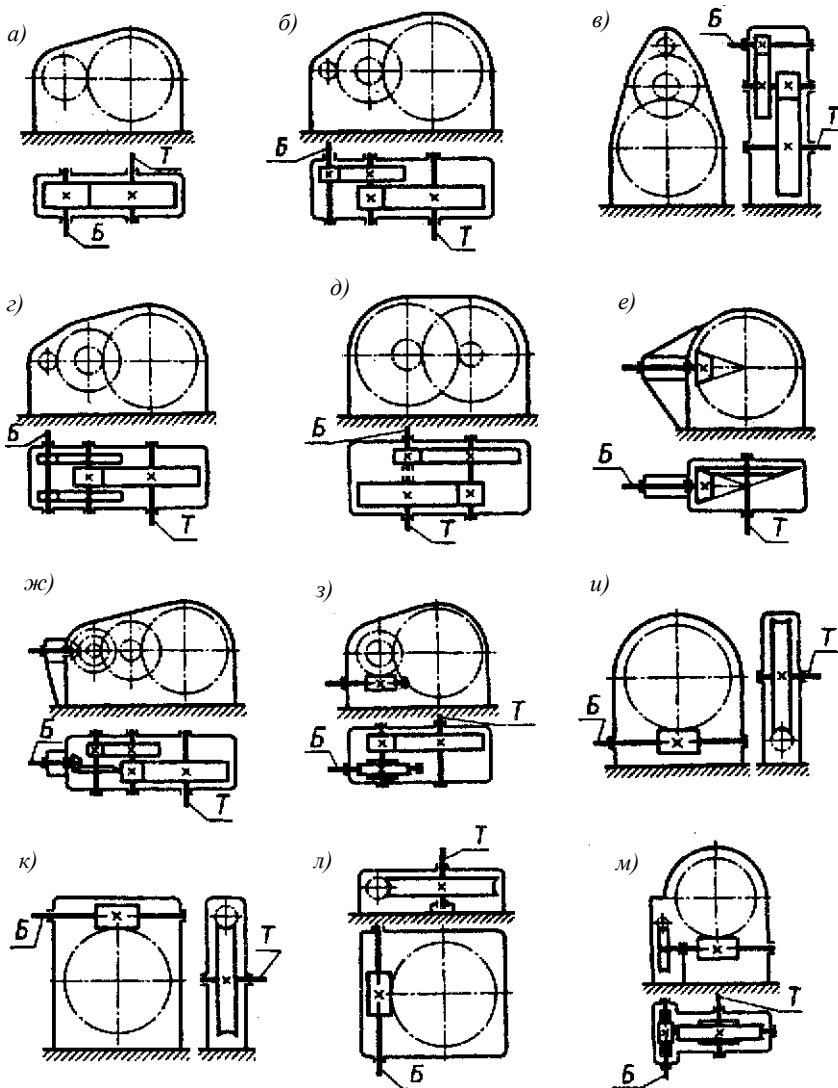


Рис. 12.1. Кинематический схемы редукторов:
Б — быстроходный вал; Т — тихоходный вал

Редуктор состоит из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном герметичном корпусе, что принципиально отличает его от зубчатой или червячной передачи, встраиваемой в исполнительный механизм или машину.

Редукторы широко применяют в приводах различных рабочих машин в разных отраслях машиностроения, поэтому число разновидностей их велико (рис. 12,1, а–м). Соединение редуктора с двигателем и рабочей машиной осуществляют с помощью муфт или ременных и цепных передач (рис. 12.2).

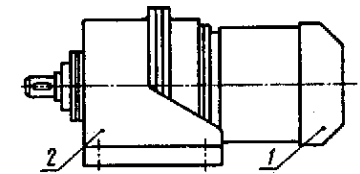


Рис. 12.2. Мотор-редуктор:
1 — электродвигатель;
2 — редуктор

Широко применяют **мотор-редукторы**, представляющие собой объединенные в одно целое фланцевый высокоскоростной электродвигатель и редуктор (см. рис. 12.2), служащий для повышения вращающего момента. Мотор-редукторы экономичнее и имеют более высокие КПД и пусковой момент, чем обычные тихоходные высокомоментные электродвигатели.

12.2. Классификация редукторов

Редукторы классифицируют по типам, типоразмерам и исполнениям. Тип редуктора определяют по виду применяемых зубчатых передач и порядку их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному, по числу ступеней передач и по расположению геометрической оси тихоходного вала в пространстве.

Для обозначения применяемых зубчатых передач используют прописные буквы: Ц — цилиндрические, К — конические, КЦ — коническо-цилиндрические, Ч — червячные,

ЧЦ — червячно-цилиндрические, ЦЧ — цилиндрическо-червячные, Г — глобоидные, П — планетарные, В — волновые.

По числу ступеней передач различают редукторы: **одноступенчатые, двухступенчатые, трехступенчатые**. Если число одинаковых передач две и более, то в обозначении редуктора после буквы ставят соответствующую цифру.

Широкий редуктор обозначают буквой Ш, узкий — У, соосный — С. В мотор-редукторах к обозначению впереди добавляют букву М (МП — мотор-редуктор с планетарной зубчатой передачей).

По расположению геометрической оси тихоходного вала в пространстве различают редукторы горизонтальные, вертикальные и универсальные.

Если все валы редуктора расположены в одной вертикальной плоскости, то к обозначению типа добавляют индекс В. Если ось тихоходного вала вертикальна, то добавляют индекс Т, если ось быстроходного вала вертикальна — индекс Б.

Например, на рис. 12.1, в приведена схема редуктора типа Ц2_В — цилиндрического двухступенчатого, все валы которого расположены в вертикальной плоскости, а на рис. 12.1, л показана схема редуктора типа Ч_Т — червячного одноступенчатого с вертикальной осью тихоходного вала.

Типоразмер редуктора определяют *тип и главный размер (параметр) тихоходной ступени*.

Для цилиндрической, червячной и глобоидной передач *главным параметром* является межосевое расстояние a_w , конической — внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , планетарной — радиус водила R_w , волновой — внутренний диаметр гибкого колеса d в недеформированном состоянии. Все перечисленные размеры в мм.

Другими параметрами зубчатых редукторов являются коэффициент ширины зубчатых колес, модули (торцовые или нормальные) зубчатых колес, углы наклона зубьев, а для червячных редукторов — дополнительно коэффициент диаметра червяка.

Исполнение редуктора определяют *передаточное число, вариант сборки и форма концевых участков валов* (цилиндрическая, коническая).

Так, например, типоразмер редуктора (см. рис. 12.1, ж) с межосевым расстоянием тихоходной ступени $a_w = 180$ мм и передаточным числом $u = 56$ имеет обозначение КЦ2-180-56. В полном обозначении дополнительно указывают форму концов валов (предпочтительно коническую), климатическое исполнение и др. **Основная энергетическая характеристика редуктора** — номинальный вращающий момент T_2 на тихоходном валу.

Показателем технического уровня редуктора является удельная масса γ — отношение массы (кг) редуктора к номинальному вращающему моменту T_2 (Н·м) на выходном валу. Чем меньше γ , тем выше технический уровень редуктора.

Значения γ , кг/(Н·м), для одноступенчатых редукторов при $T_2 = 315$ Н·м: червячного — 0,14; конического — 0,12; цилиндрического — 0,095; планетарного — 0,085; волнового — 0,063.

Значения γ , кг/(Н·м), для двухступенчатых редукторов при $T_2 = 1000$ Н·м: коническо-цилиндрического — 0,1; цилиндрического по развернутой схеме — 0,085; соосного — 0,070.

В конструкциях с цементованными и закаленными зубьями можно получить $\gamma = 0,03...0,05$ кг/(Н·м).

12.3. Зубчатые редукторы

Цилиндрические редукторы состоят из цилиндрических зубчатых передач. Благодаря своей долговечности, широкому диапазону передаточных вращающих моментов, простоте изготовления и обслуживания они широко распространены в машиностроении.

Одноступенчатые редукторы типа Ц (см. рис. 12.1, а) применяют при передаточных числах $u \leq 6,3$. Зацепление в большинстве случаев *косозубое*.

Двухступенчатые редукторы выполняют по **развернутой** (см. рис. 12.1, б и в), **раздвоенной** (см. рис. 12.1, г) и **соосной** (см. рис. 12.1, д) схемам. Диапазон $u = 6,3...40$.

Наиболее распространены цилиндрические двухступенчатые горизонтальные редукторы типа Ц2 (см. рис. 12.1, б), выполненные по *развернутой* схеме. Они конструктивно просты, технологичны, имеют малую ширину. Недостатком этих редукторов является неравномерность распределения нагрузки по длине зуба из-за несимметричного расположения колес относительно опор.

Для улучшения условий работы зубчатых колес наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с *раздвоенной быстроходной ступенью* типа Ц2Ш (см. рис. 12.1, г). Для равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их выполняют косозубыми (зубчатое колесо одной пары — с правым, другой — с левым зубом), а один из валов делают «плавающим», что обеспечивает самоустановку вала в осевом направлении. Такие редукторы легче редукторов по развернутой схеме (на 20%).

Соосные редукторы типа Ц2С (см. рис. 12.1, д) имеют меньшую длину корпуса. Они проще по конструкции, легче и менее трудоемки в изготовлении.

Цилиндрические трехступенчатые редукторы выполняют по развернутой или раздвоенной схеме при $u = 31,5...250$.

Конические редукторы типа К (см. рис. 12.1, е) выполняют с круговыми зубьями при передаточном числе $u < 5$. Коническо-цилиндрические редукторы (см. рис. 12.1, ж) независимо от числа ступеней выполняют с быстроходной конической ступенью.

Червячные редукторы чаще всего применяют в одноступенчатом исполнении (тип Ч, см. рис. 12.1, и–л) с передаточным числом $u = 8...63$. Для приводов тихоходных машин применяют червячно-цилиндрические типа ЧЦ (см. рис. 12.1, з) или двухступенчатые типа Ч2 (см. рис. 12.1, м) редукторы.

Тип редуктора, основные параметры и конструкцию выбирают в зависимости от его места в силовой цепи при-

вода машины, передаваемого момента и частоты вращения, назначения машины и условий эксплуатации. На практике используют стандартные редукторы, изготавливаемые на специализированных заводах.

Цилиндрические редукторы следует предпочитать другим ввиду более высоких значений КПД. При больших передаточных числах применяют планетарные, червячные и волновые редукторы.

Корпуса (картеры) редукторов должны быть прочными и жесткими. Внешние очертания формируют плоскостями с внутренним расположением бобышек, фланцев и ребер. Корпуса отливают из серого чугуна, реже из алюминиевых сплавов. Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют разъемными по плоскости расположения осей валов.

Опорами валов редукторов являются подшипники качения.

Смазывание зубчатых или червячных передач редукторов применяют в целях уменьшения изнашивания, отвода тепла и продуктов износа контактирующих поверхностей, защиты от коррозии и снижения шума и вибраций. В большинстве случаев смазывание зацепления осуществляют погружением в масляную ванну, а подшипников — разбрызгиванием (масляным туманом).

При окружной скорости колеса свыше 3 м/с происходит интенсивное разбрызгивание масла внутри корпуса и образование масляного тумана, обеспечивающего смазывание всех других зацеплений и подшипников качения.

Во избежание больших гидравлических потерь окружная скорость погружаемой детали не должна превышать 12,5 м/с.

Сорт масла назначают в зависимости от условий и режима работы. Вязкость масла должна быть тем выше, чем больше значения контактных напряжений и меньше значения окружной скорости.

В процессе эксплуатации смазочные масла постепенно теряют свойства. Периодичность замены масла устанавливают в зависимости от условий работы.

Глава 13. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

13.1. Общие сведения

Ременную передачу относят к передачам трением с гибкой связью. Она состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы предварительным натяжением (рис. 13.1). Нагрузку передают силы трения, возникающие между шкивами и ремнем.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: **плоским ремнем** (рис. 13.1, а), **клиновым ремнем** (рис. 13.1, б), **круглым ремнем** (рис. 13.1, в), **поликлиновым ремнем** (рис. 13.1, г). Наибольшее применение в машиностроении имеют клиновые и поликлиновые ремни. Передачу круглым ремнем применяют в приводах малой мощности (настольные станки, приборы).

Разновидностью ременной передачи является передача **зубчатым ремнем**; передающая нагрузку путем зацепления ремня со шкивами.

Достоинства ременных передач. 1. Простота конструкции. 2. Возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м). 3. Возможность работы с высокими частотами вращения. 4. Плавность и бесшумность работы. 5. Смягчение вибраций и толчков. 6. Предохранение механизмов от перегрузок за счет возможности проскальзывания

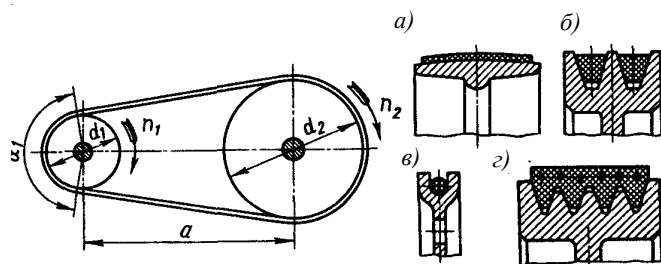


Рис. 13.1. Схема ременной передачи

ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится).

Недостатки. 1. Большие радиальные размеры. 2. Малая долговечность ремня. 3. Большие нагрузки на валы и подшипники. 4. Непостоянство передаточного числа.

Применение. Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние a должно быть достаточно большим, а передаточное число u может быть не строго постоянным (приводы станков, конвейеров, дорожных и строительных машин и др.). Передачи зубчатым ремнем можно применять и в приводах, требующих постоянного значения u .

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт, хотя может достигать 2000 кВт и больше. Скорость ремня $v = 5...50$ м/с, а в высокоскоростных передачах до 100 м/с и выше.

Ограничение мощности и скорости вызвано большими габаритами передачи, ухудшением условий работы ремня, малыми значениями долговечности и КПД.

13.2. Основные геометрические соотношения ременных передач

1. Межосевое расстояние a ременной передачи (рис. 13.2) определяет в основном конструкция привода машины. Рекомендуют:

для передач плоским ремнем

$$a \geq 1,5(d_2 + d_1); \quad (13.1)$$

для передач клиновым и поликлиновым ремнем

$$a \geq 0,55(d_2 + d_1) + h, \quad (13.2)$$

где d_1 и d_2 — диаметры шкивов; h — высота сечения ремня.

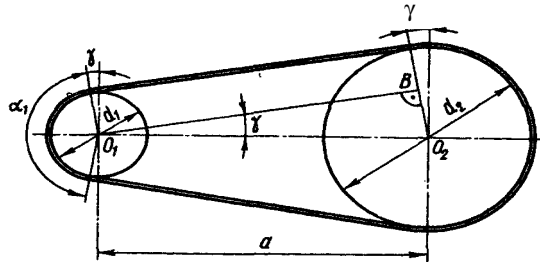


Рис. 13.2. Геометрические параметры ременной передачи

2. Расчетная длина ремня L_p равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a. \quad (13.3)$$

По найденному значению из стандартного ряда выбирают ближайшую большую расчетную длину ремня L_p . При соединении концов длину ремня увеличивают на 30...200 мм.

3. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня L_p

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} \quad (13.4)$$

4. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a. \quad (13.5)$$

Для передачи ремнем рекомендуют $\alpha_1 \geq 150^\circ$, клиновым или поликлиновым — $\alpha_1 \geq 110^\circ$.

13.3. Силы в передаче

Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив создают предварительное натяжение силой F_0 . Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода

передачи каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой F_0 (рис.13.3, а).

При приложении рабочего вращающего момента T_1 происходит перераспределение сил натяжения в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 13.3, б). Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения

$$-T_1 + F_1 d_1/2 - F_2 d_1/2 = 0$$

$$\text{или} \quad F_1 - F_2 = F_t, \quad (13.6)$$

где $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ — **окружная сила** на шкиве, Н. Здесь T_1 — Н·м; d_1 — мм.

Общая геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и во время работы передачи остается неизменной. Дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением и ветви. Следовательно, насколько возрастает сила натяжения ведущей ветви ремня, настолько же снижается сила натяжения ведомой ветви, т. е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \quad \text{и} \quad F_2 = F_0 - \Delta F,$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (13.7)$$

Решая совместно уравнения (13.6) и (13.7), получаем

$$F_1 = F_0 + F_t / 2; \quad F_2 = F_0 - F_t / 2. \quad (13.8)$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает **центробежная сила, Н**:

$$F_v = \rho A v^2, \quad (13.9)$$

где A — площадь сечения ремня, м^2 ; ρ — плотность материала ремня, г/м^3 , v — скорость ремня, м/с .

Сила F_v , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает силу предварительного натяжения F_0 , понижая тем самым силы трения и нагрузочную способность передачи.

Таким образом, **силы натяжения** ведущей и ведомой ветвей ремня: *при работе* передачи $F_1 + F_v$ и $F_2 + F_v$, соответственно, а для *холостого хода* $F_0 + F_v$.

Нагрузка на валы и подшипники. Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из треугольника Oav (рис. 13.4) равнодействующая сила

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2), \quad (13.10)$$

где α_1 — угол обхвата. Направление силы F_n принимают линии центров шкивов передачи. Обычно F_n в 2...3 раза больше окружной силы F_t , что является серьезным недостатком ременных передач.

13.4. Скольжение ремня по шкивам. Передаточное число

Скольжение ремня по шкивам. В ременной передаче разделяют два вида скольжения ремня:

а) **упругое** — неизбежное при нормальной работе передачи и происходящее на части дуги обхвата;

б) **буксование** — при полной потере ремнем сцепления со шкивом и происходящее на всей дуге обхвата (возникает при перегрузке).

В процессе обегания ремнем ведущего шкива сила натяжения его уменьшается от F_1 до F_2 (рис. 13.5). А так как деформация ремня пропорциональна силе натяжения, то

ремень под действием силы упругости укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения. При этом ремень отстает от шкива — возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве также происходит скольжение, но здесь сила натяжения возрастает от F_2 до F_1 , ремень удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее — **дуге скольжения** α_c , которая всегда расположена со стороны сбегания ремня со шкива. Длину дуги скольжения определяет условие равновесия сил трения на этой дуге и окружной силы: $F_t = F_1 - F_2$.

Со стороны набегающего ремня на шкив имеется дуга покоя α_n , на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной силе натяжения набегающей ветви, а сам ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг α_c и α_n равна дуге обхвата α .

Скорости прямолинейных ветвей V_1 и V_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потерю скорости $V_1 - V_2$ определяет скольжение на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге α_{c1} рис. 13.5).

Таким образом, *упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности сил F_1 и F_2 нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня.* Упругое скольжение приводит к снижению скорости, следо-

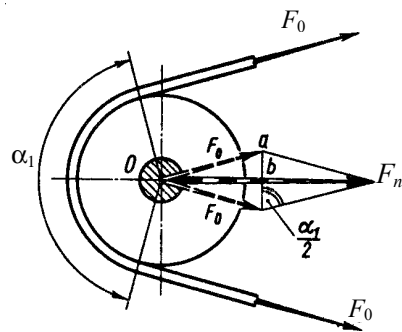


Рис. 13.4. К определению нагрузки на валы ременной передачи

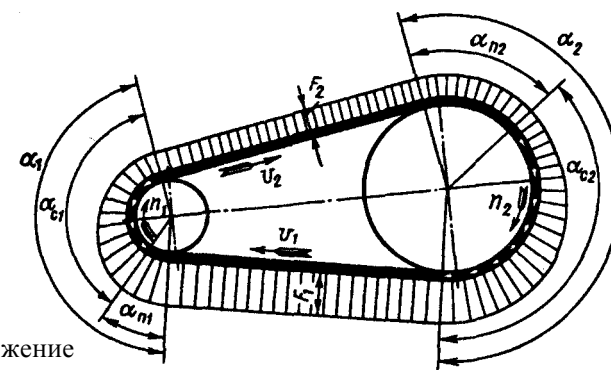


Рис. 13.5. Скольжение в ременной передаче

вательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста окружной силы F_t уменьшается дуга покоя α_n , следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения α_c достигает значения дуги обхвата α_l и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т.е. **буксует**. При буксовании ремня на ведущем шкиве ведомый шкив останавливается — *передача неработоспособна*.

Упругое скольжение ремня характеризуют **коэффициентом скольжения** ξ , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\xi = (v_1 - v_2)/v_1 \quad v_2 = v_1(1 - \xi), \text{ или} \quad (13.11)$$

где v_1 и v_2 — окружные скорости ведущего и ведомого шкивов. При нормальном режиме работы обычно $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

Передаточное число. Окружные скорости шкивов передачи (см. рис. 13.1)

$$v_1 = \pi d_1 n_1 / 60000; \quad v_2 = \pi d_2 n_2 / 60000,$$

где n_1 и n_2 — частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин⁻¹; d_1 и d_2 — диаметры этих шкивов, мм.

Используя приведенные для окружных скоростей зависимости с учетом формулы (13.11), получим передаточное число ременной передачи

$$u = n_1/n_2 = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1(1 - \xi)]. \quad (13.12)$$

Упругое скольжение, зависящее от значения окружной силы F_t , является причиной некоторого непостоянства передаточного числа ременных передач.

Рекомендуют для передач **плоским ремнем** $u \leq 5$, **клиновым** $u \leq 7$, **поликлиновым** $u \leq 8$, **зубчатым** $u \leq 12$.

13.5. Напряжения в ремне

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределены неравномерно (рис. 13.6). Различают следующие виды напряжений в ремне:

1. Напряжение σ_0 от силы предварительного натяжения. В состоянии покоя или при холостом ходе (без передачи нагрузки) каждая ветвь ремня натянута силой F_0 , следовательно,

$$\sigma_0 = F_0 / A, \quad (13.13)$$

где A — площадь поперечного сечения ремня.

2. Полезное напряжение σ_t . Отношение окружной силы в передаче (полезной нагрузки) F_t к площади поперечного сечения A называют полезным напряжением σ_t :

$$\sigma_t = F_t / A. \quad (13.14)$$

Так как $F_t = F_1 - F_2$ [см. формулу 13.6)], то полезное напряжение является разностью напряжений в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвях ремня при рабочем ходе на малой скорости (пока не сказывается влияние центробежных сил), т. е.

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2.$$

Напряжения в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвях от сил F_1 и F_2 :

$$\sigma_1 = F_1 / A = F_0 / A + 0,5 F_t / A = \sigma_0 + \sigma_t / 2;$$

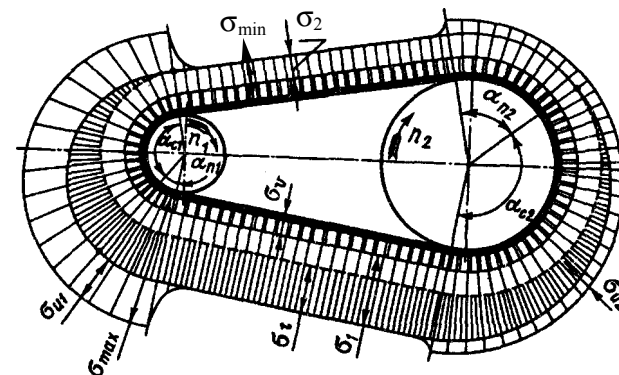


Рис. 13.6. Эпюра напряжений в ремне при работе передачи

$$\sigma_2 = F_2/A = F_0/A - 0,5F_t/A = \sigma_0 - \sigma_t/2.$$

Значением σ_t оценивают тяговую способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба σ_u возникает в ремне при огибании им шкивов. В местах набегания ремня на шкивы и сбегания ремня не происходит резких скачков напряжений (см. рис. 13.6), так как радиус кривизны ремня изменяется постепенно.

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \delta E/d, \quad (13.15)$$

где δ — толщина ремня; E — модуль продольной упругости материала ремня.

Из формулы (13.15) следует, что наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на малом шкиве d_f (см. рис. 13.6). Обычно, по соображениям компактности передачи, стремятся принимать небольшие значения d_f . Как видно, при этом возникают большие напряжения изгиба σ_u , которые могут в несколько раз превышать все другие напряжения.

На практике значение σ_{ul} ограничивают минимально допустимым для каждой толщины δ значением d_f (или отношением d_f/δ).

Напряжение изгиба, изменяясь по отнулевому циклу, является главной причиной усталостного разрушения ремня. На тяговую способность передачи σ_u не влияет.

4. Напряжение от центробежной силы σ_v

$$\sigma_v = F_v/A \quad (13.16)$$

Влияние σ_v на работоспособность ременной передачи при $v \leq 20$ м/с несущественно.

Наибольшее напряжение (см. эпюру на рис. 13.6)

$$\sigma_{\max} = \sigma_{ul} + \sigma_l + \sigma_v = \sigma_{ul} + \sigma_0 + \sigma_t/2 + \sigma_v \quad (13.17)$$

Напряжение изгиба обычно значительно превышает все другие составляющие наибольшего напряжения.

Максимальное напряжение действует в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив и сохраняет свою величину на всей дуге покоя α_{nl} (см. рис 13.6).

13.6. Тяговая способность ременных передач

Основные критерии работоспособности и расчета ременных передач:

тяговая способность (прочность сцепления ремня со шкивом) и **долговечность ремня** (его свойство сопротивляться усталостному разрушению).

Расчет по тяговой способности является **основным** расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней и передачу ими требуемой нагрузки.

Расчет на долговечность выполняют как **проверочный**.

Тяговая способность ременной передачи обусловлена сцеплением ремня со шкивами. Экспериментально исследуя тяговую способность, строят графики — **кривые скольжения и КПД** (рис. 13.7);

на их базе разработан метод расчета ременных передач.

Кривые скольжения устанавливают связь между полезной нагрузкой — окружной силой (тягой) F_t и относительным скольжением ξ при постоянном предварительном натяжении F_0 ремня. При построении графика по оси абсцисс откладывают относительную нагрузку, выраженную через коэффициент тяги:

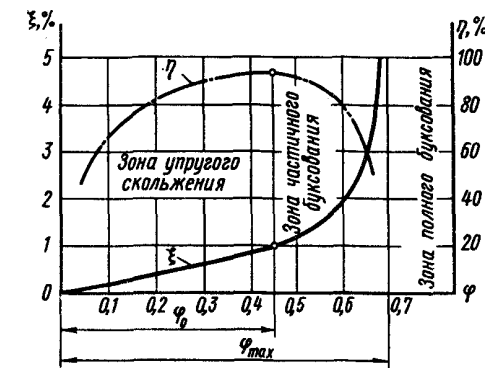


Рис. 13.7. Кривые скольжения и КПД

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}, \quad (13.18)$$

по оси ординат — коэффициент скольжения ξ и КПД η передачи. При испытании постепенно увеличивают полезную нагрузку F_t (коэффициент тяги ϕ), сохраняя постоянным предварительное натяжение $F_1 + F_2 = 2F_0$, замеряют скольжение и определяют КПД.

При возрастании коэффициента тяги от нуля до критического значения ϕ_0 наблюдается только упругое скольжение ремня по шкиву. В этой зоне упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, поэтому кривая скольжения близка к прямой. При ϕ_0 окружная сила F_t достигает значения максимальной силы трения, дуга покоя α_{nl} полностью исчезает, а дуга скольжения α_{cl} распространяется на весь угол обхвата α_1 (см. рис. 13.5).

КПД η передачи вначале растет с ростом окружной силы вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода. Он достигает максимума в зоне критического значения ϕ_0 .

При дальнейшем увеличении коэффициента тяги от ϕ_0 до $\phi_{\max}$ работа передачи становится неустойчивой. К упругому скольжению прибавляется частичное буксование, которое по мере увеличения ϕ растет, вызывая изнашивание и нагрев ремня, резкое снижение КПД передачи вследствие увеличения потерь на скольжение. При $\phi_{\max}$ наступает полное буксование ремня на ведущем шкиве, ведомый шкив останавливается.

Согласно кривой скольжения передаваемую силу F_t следует принимать вблизи значения ϕ_0 , которому соответствует $\eta_{\max}$. Работу передачи при $\phi > \phi_0$ следует допускать только при кратковременных перегрузках, например в период пуска. Значения ϕ_0 установлены экспериментально для каждого типа ремня.

Таким образом, кривая скольжения отражает явления, происходящие в ременной передаче, и совместно с кривой КПД характеризует ее работу в данных условиях. Критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги ϕ_0 , значение которого определяет допустимую окружную силу $[F]_{t0}$. Из формулы (13.18):

$$[F]_{t0} = 2\phi_0 F_0. \quad (13.19)$$

Для плоских ремней $\phi_0 = 0,4...0,5$; для клиновых и поликлиновых $\phi_0 = 0,7...0,8$.

Глава 14. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

14.1. Общие сведения

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 14.1, а и б).

Достоинства цепных передач. 1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 5 м). 2. По сравнению с ременными передачами: более компактны, могут передавать большие мощности, требуют значительно меньшей силы предварительного натяжения, обеспечивают постоянство передаточного числа (отсутствуют скольжение и буксование). 3. Могут передавать движение одной цепью несколькими звездочкам.

Недостатки. 1. Значительный шум при работе вследствие удара звена цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев и большом шаге (этот

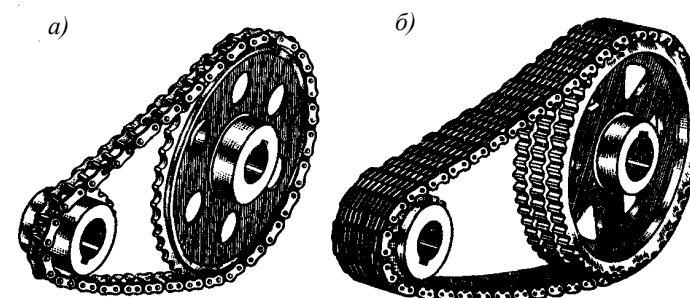


Рис. 14.1. Цепная передача:

а — роликовой цепью; б — зубчатой цепью

недостаток ограничивает применение цепных передач при больших скоростях). 2. Сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи; необходимость применения системы смазывания. 3. Удлинение цепи из-за износа шарниров и сход ее со звездочек, что требует применения натяжных устройств.

Применение. Цепные передачи применяют в станках, промышленных роботах, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

14.2. Приводные цепи

Приводная цепь — главный элемент цепной передачи — состоит из соединенных шарнирами отдельных звеньев. Помимо приводных бывают тяговые и грузовые цепи, которые здесь не рассматриваются.

Основные типы стандартизованных приводных цепей: *роликовые, втулочные и зубчатые.*

Роликовые приводные цепи. Состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рис. 14. 2). В наружные пластины запрессованы оси, пропущенные через втулки, зап-

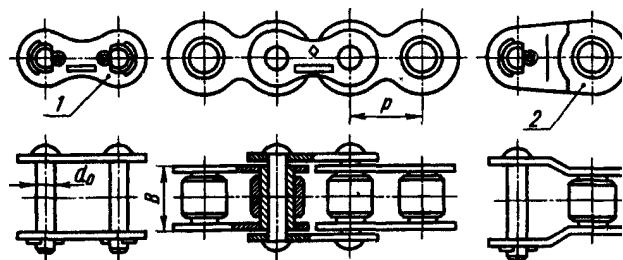


Рис. 14.2. Приводная роликовая однорядная цепь: 1 — соединительное звено; 2 — переходное звено

рессованные, в свою очередь, во внутренние пластины. На втулки предварительно свободно надеты закаленные ролики. При относительном повороте звеньев ось проворачивается во втулке, образуя шарнир скольжения. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, поворачиваясь на втулке, перекачивается по зубу звездочки. Такая конструкция позволяет выравнивать давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание как втулки, так и зуба.

Роликовые цепи имеют широкое распространение. Их применяют при скоростях $v \leq 15$ м/с.

Втулочные приводные цепи по конструкции подобны роликовым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек. *Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при $v \leq 1$ м/с.*

Втулочные и роликовые цепи изготовляют **однорядными** (рис. 14.2) и **многорядными** (рис. 14.3) с числом рядов 2, 3 и 4. Многорядная цепь с меньшим шагом позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче.

Пластины цепи очерчены контуром, напоминающим цифру 8, который обеспечивает равную прочность пластины во всех сечениях. Концы осей расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны.

Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным звеном 1, при нечетном — переходным звеном 2 (см. рис. 14.2), которое менее прочно, чем основные. Поэтому стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин и шарнирно соединенных между собой (рис. 14.4). Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки.

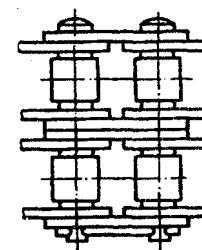


Рис. 14.3. Приводная втулочная двухрядная цепь

Число пластин определяет ширина цепи B , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями являются плоскости пластин, расположенные под углом 60° . Этими гранями каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки, имеющими трапецевидный профиль (см. рис. 14.7). Благодаря этому *зубчатые цепи работают более плавно, с малым шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают более высокие скорости.*

Однако по сравнению с другими зубчатые цепи тяжелее и дороже. Их применяют при скоростях $v \leq 35$ м/с.

Для устранения бокового спадания цепи со звездочек применяют направляющие пластины I (см. рис. 14.4), расположенные в середине или по бокам цепи.

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40X и др. с закалкой до твердости $H = 40 \dots 50$ HRC. Оси, втулки, ролики и призмы — из цементуемых сталей 20, 15X и др. с закалкой до твердости $H = 52 \dots 65$ HRC.

Шаг цепи p является основным параметром цепной передачи. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в момент набегания на звездочку, меньше плавность, сильнее шум, больше износ шарниров. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом.

В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуют цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

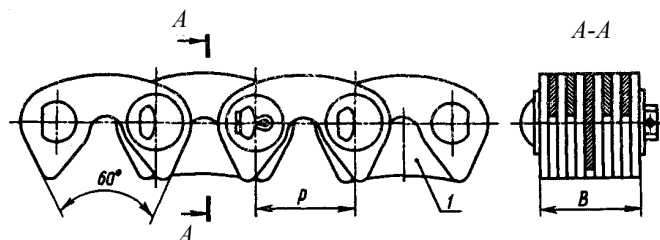


Рис. 14.4. Приводная зубчатая цепь

Максимальное значение шага цепи ограничивают частотой вращения малой звездочки по условию $n_1 \leq n_{\text{max}}$.

14.3. Звездочки

Звездочки цепных передач отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи (рис. 14.5 и 14.6).

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника Oac (рис. 14.6)

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}, \quad (14.1)$$

где z — число зубьев звездочки.

Шаг p у звездочек измеряют по хорде делительной окружности (рис. 14.5 и 14.6). Делительный диаметр звездочки для зубчатых цепей больше ее наружного диаметра.

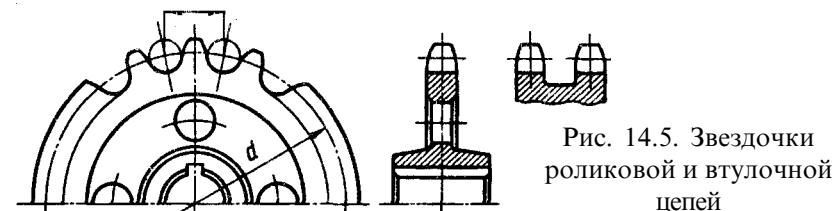


Рис. 14.5. Звездочки роликовой и втулочной цепей

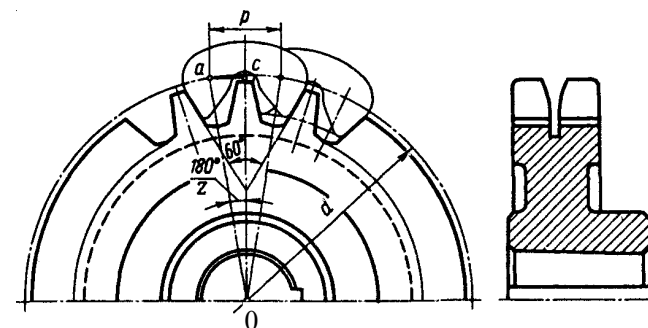


Рис. 14.6. Звездочка зубчатой цепи

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность работы передачи и увеличивает изнашивание из-за большого угла поворота шарнира.

Число зубьев малой звездочки z_1 принимают из условий обеспечения минимальных габаритов и плавного хода передачи:

для роликовых и втулочных цепей

$$z_1 = 29 - 2u \quad \text{при условии } z_1 \geq 13; \quad (14.2)$$

для зубчатых цепей

$$z_1 = 35 - 2u \quad \text{при условии } z_1 \geq 17, \quad (14.3)$$

где u — передаточное число.

Число зубьев малой звездочки принимают: при высоких частотах вращения $z_{1\min} = 19...23$; средних $z_{1\min} = 17...19$; низких $z_{1\min} = 13...15$. В передачах зубчатыми цепями $z_{1\min}$ больше на 30%.

При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Поэтому максимальное **число зубьев большой звездочки** ограничивают: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$; для роликовой $z_2 \leq 120$; для зубчатой $z_2 \leq 140$.

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40X и др. с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20X и др. С целью снижения уровня шума и изнашивания цепи в быстроходных передачах изготавливают зубчатый венец звездочек из пластмасс.

14.4. Передаточное число цепной передачи

Из равенства скоростей цепи на звездочках следует

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (14.4)$$

Передаточное число цепной передачи меняется в пределах поворота звездочки на один зуб, что заметно при малом числе z . Непостоянство u не превышает 1...2%, но вызывает неравномерность хода передачи и поперечные колебания цепи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуют $u \leq 7$.

14.5. Основные геометрические соотношения в цепных передачах

1. *Оптимальное межосевое расстояние передачи* (рис. 14.7) принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30...50)p, \quad (14.5)$$

где p — шаг цепи.

Меньшие значения — для $u \approx 1...2$, большие — для $u \approx 6...7$.

2. Длину цепи L_p в шагах вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня,

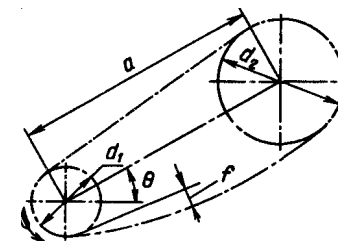


Рис. 14.7. Схема цепной передачи

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}. \quad (14.6)$$

Длину L_p цепи в шагах (число звеньев цепи) округляют до целого четного числа.

3. *Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов L_p*

$$a = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (14.7)$$

Для исключения перенатяжения цепи из-за неточностей изготовления и монтажа передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание f , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на (0,002...0,004) a (рис. 14.7).

14.6. Силы в ветвях цепи

1. Окружная сила F_t , H , передаваемая цепью

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T/d, \quad (14.8)$$

где d — делительный диаметр звездочки, мм; T — в Н·м.

2. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f q a g, \quad (14.9)$$

где k_f — коэффициент провисания: для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 45° — $k_f = 3$, для вертикальных $k_f = 1$; q — масса 1 м цепи, кг/м; a — межосевое расстояние, м; $g = 9,81$ м/с².

3. Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = q v^2. \quad (14.10)$$

Сила F_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

4. Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (14.11)$$

5. Натяжение ведомой ветви цепи F_2 равно большему из натяжений F_0 или F_v .

Вследствие того, что шарнир сбегающего звена цепи упирается в зуб, сила F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

Нагрузка на валы звездочек. Цепь воздействует на валы звездочек с силой

$$F_n = k_B F_t + 2F_0, \quad (14.12)$$

где k_B — коэффициент нагрузки вала:

Наклон линии центров звездочек к горизонту	0...45°	45...90°
k_B при спокойной нагрузке	1,15	1,05
При ударной нагрузке k_B увеличивают на	10...	15%.

Направление силы F_n принимают по линии центров звездочек.

14.7. Расчет передачи роликовой (втулочной) цепью

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. За основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров цепи. При этом цепи обладают достаточной прочностью.

Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8...10 тыс. ч работы.

Расчет передачи. Нагрузочную способность цепи определяют из условия: среднее давление p_u в шарнире звена цепи не должно превышать допускаемое $[p]_u$,

$$p_u = F_t K_s / A \leq [p]_u, \quad (14.13)$$

где F_t — окружная сила, передаваемая цепью; A — площадь проекции опорной поверхности шарнира: для роликовых (втулочных) цепей $A = d_0 B$; здесь d_0 — диаметр оси, B — длина втулки; K_s — коэффициент эксплуатации (при оптимальном a)

$$K_o = K_d K_C K_\Theta K_{рег} K_p. \quad (14.14)$$

Здесь K_d — коэффициент **динамичности нагрузки**: при равномерной нагрузке $K_d = 1$ (ленточные, цепные конвейеры), при толчках $K_d = 1,2 \dots 1,5$ (металлорежущие станки, компрессоры);

K_C — коэффициент способа смазывания: при непрерывном смазывании $K_C = 0,8$, при регулярном капельном $K_C = 1$, при периодическом $K_C = 1,5$;

K_Θ — коэффициент наклона передачи к горизонту (см. рис. 14.7):

при $\Theta \leq 45^\circ$ $K_\Theta = 1$, при $\Theta > 45^\circ$ $K_\Theta = 0,15\sqrt{\Theta}$. Угол наклона Θ получают из компоновки привода.

$K_{рег}$ — коэффициент **способа регулирования натяжения** цепи: при регулировании положения оси одной из звездочек $K_{рег} = 1$, при регулировании оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_{рег} = 1,1$, для нерегулируемой передачи $K_{рег} = 1,25$;

K_p — коэффициент режима работы: при односменной работе $K_p = 1$, при двухсменной $K_p = 1,25$, при трехсменной $K_p = 1,45$.

Выразив в формуле (14.13) окружную силу F_t через момент T_l на малой звездочке, шаг цепи p и число зубьев z_l , а площадь проекции опорной поверхности шарниров — через шаг p , получим **формулу для предварительного определения шага** роликовой (втулочной) цепи (мм):

$$p \geq 28 \sqrt[3]{\frac{K_o T_l}{v z_l [p]_H}}, \quad (14.15)$$

где v — коэффициент **числа рядов**, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи: для однорядной цепи $v = 1$, двухрядной $v = 1,7$, трехрядной $v = 2,5$; T_l — в Н·м; $[p]_H$ — допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм².

14.8. Расчет передачи зубчатой цепью

Шаг цепи p выбирают по табл. зависимости от максимально допустимой частоты вращения n_{lmax} меньшей звездочки.

Число зубьев z_l меньшей звездочки принимают по формуле (14.3); при этом учитывают, что с увеличением числа зубьев z_l давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Исходя из критерия износостойкости шарнира зубчатой цепи, по известным P_l (кВт), p (мм) и v (м/с) вычисляют требуемую ширину B (мм) цепи:

$$B = \frac{250 K_o P_l}{K_v p^3 v^2}, \quad (14.16)$$

где $K_o = K_d$ — коэффициент эксплуатации для зубчатых цепей;

K_v — скоростной коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил,

$$K_v = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} v^2. \quad (14.17)$$

Стандартную ширину цепи B выбирают по табл.

Часть IV

ВАЛЫ, ОСИ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ

Глава 15. ВАЛЫ И ОСИ

15.1. Общие сведения

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на них сил. При работе вал испытывает *изгиб* и *кручение*, а в некоторых случаях — дополнительно растяжение или сжатие.

Ось только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, *не испытывает кручения*. Оси могут быть **неподвижными** или **могут вращаться** вместе с насаженными на них деталями.

По форме геометрической оси валы делят на **прямые** (рис. 15.2) и **непрямые** — коленчатые и эксцентриковые. Непрямые валы относят к специальным деталям и здесь не рассматриваются.

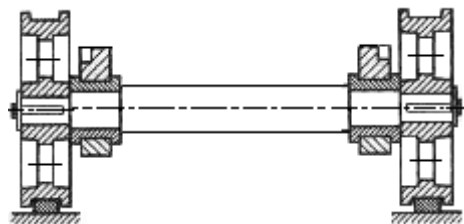


Рис. 15.1. Ось тележки

Оси, как правило, *изготавливают прямыми* (см. рис. 15.1). По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга.

Прямые валы и оси могут быть **гладкими** или **ступенчатыми** (см. рис. 15.2).

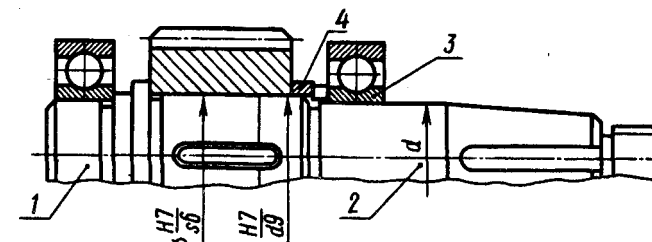


Рис. 15.2. Прямой ступенчатый вал:

1 — шип; 2 — шейка; 3 — подшипник; 4 — кольцо с поперечным пазом для размещения тяг съемника подшипника

Ступенчатая форма способствует равной напряженности отдельных участков, упрощает изготовление и установку деталей на валу.

По форме поперечного сечения валы и оси бывают **сплошные** и **полые** (с осевым отверстием). Полые валы применяют для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.

По внешнему очертанию поперечного сечения валы разделяют на **шлицевые** и **шпоночные**, имеющие на некоторой длине шлицевой профиль или профиль со шпоночным пазом.

15.2. Конструктивные элементы. Материалы валов и осей

Цапфы — опорные участки вала или оси. Их подразделяют на *шпы*, *шейки* и *пяты*.

Шипом называют цапфу, расположенную на конце вала или оси и передающую преимущественно радиальную силу (см. рис. 15.2). **Шейкой** называют цапфу в средней части вала или оси. **Опорами** для шпов и шеек валов служат **подшипники**. Шпы и шейки по форме могут быть *цилиндрическими*, *коническими* или *сферическими*. В большинстве случаев применяют **цилиндрические цапфы**.

Пятой называют цапфу, передающую осевую силу (рис. 15.3). **Опорами** для пят служат **подпятники**. Пяты по

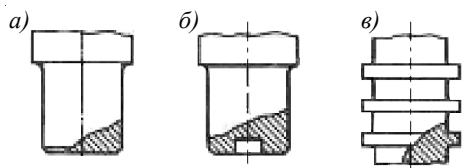


Рис. 15.3. Пяты

форме бывают **сплошными** (рис. 15.3, а), **кольцевыми** (рис. 15.3, б) и **гребенчатыми** (рис. 15.3, в). Гребенчатые пяты в настоящее время применяют редко.

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют **цилиндрическими и коническими** (см. рис. 15.2). При посадках с натягом диаметр этих поверхностей принимают больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки и снижения концентрации напряжений (см. рис. 15.2). Диаметры посадочных поверхностей и диаметры под подшипники скольжения выбирают из ряда нормальных линейных размеров, диаметры под подшипники качения — по стандартам на подшипники.

Конические концы валов (см. рис. 15.2) изготавливают с конусностью 1:10. Их применяют для облегчения монтажа устанавливаемых на вал деталей.

Переходные участки валов и осей между двумя ступенями разных диаметров выполняют:

а) с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. 15.4, а);

б) с галтелью постоянного радиуса, рис. 15.4, б (галтель — поверхность плавного перехода от участка меньшего сечения к большему);

в) с галтелью переменного радиуса (рис. 15.4, в).

Переходные участки являются концентраторами напряжений. Эффективным средством для снижения концентрации напряжений в переходных участках является повышение

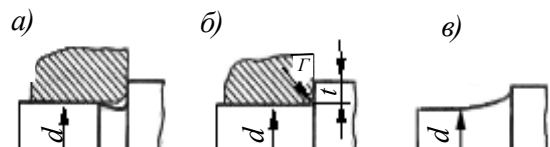


Рис. 15.4. Переходные участки вала

их податливости путем выполнения разгрузочных канавок (рис. 15.5, а), увеличения радиусов галтелей, выполнения отверстий в ступенях большего диаметра (рис. 15.5, б). *Деформационное упрочнение (наклеп) галтелей повышает несущую способность валов и осей.*

Материалы валов и осей должны хорошо обрабатываться, быть прочными и иметь высокий модуль упругости. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют углеродистые и легированные стали, из которых преимущественно изготавливают валы и оси. Для валов и осей без упрочняющей термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой — стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

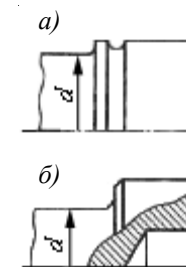


Рис. 15.5. Способы повышения уставной прочности валов

15.3. Критерии работоспособности валов и осей

Основными критериями работоспособности являются **прочность и жесткость**. Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. **Прочность** оценивают коэффициентом запаса прочности при расчете валов и осей на сопротивление усталости, а **жесткость** — прогибом, углами поворота или закручивания сечений в местах установки деталей. Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на сопротивление усталости.

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие M_k и изгибающие M моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил на прочность мало и их в большинстве случаев не учитывают.

15.4. Проектировочный расчет валов

Проектировочный расчет валов производят на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент M_k . Изгибающие моменты M оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно общей компоновке выявляют его длину и места концентрации напряжений: галтели, шпоночные пазы и др. *Поэтому проектировочный расчет вала производят условно только на кручение*, а влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируют понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]_k$.

При проектировочном расчете обычно определяют диаметр выходного конца, а для промежуточного вала — диаметр под колесом. Диаметры других участков вала назначают при разработке конструкции с учетом технологии изготовления и сборки.

Диаметр расчетного сечения вала вычисляют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d \geq 10\sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau]_k)}, \quad (15.1)$$

где M_k — крутящий момент, действующий в расчетном сечении вала и численно равный передаваемому вращающему моменту: $M_k = T$, Н·м; $[\tau]_k$ — допускаемое напряжение на кручение, Н/мм².

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau]_k = 20...30$ Н/мм²; диаметра промежуточного вала под колесом $[\tau]_k = 10...20$ Н/мм².

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280. Большие (меньшие) значения размеров получают умножением (делением) приведенных на 10 или 100.

При проектировании редукторов диаметр d выходного конца быстроходного вала принимают равным $d = (0,8...1)d_3$, где d_3 — диаметр вала электродвигателя, с которым редуктор соединяют муфтой.

Форму и размеры вала уточняют после подбора подшипников, когда определяют необходимые размеры цапф.

15.5. Проверочный расчет валов

Проверочный расчет валов производят на сопротивление усталости и на жесткость. Его выполняют после полного конструктивного оформления вала на основе проектировочного расчета, подбора подшипников, расчета соединений, участвующих в передаче вращающего момента, разработки различных конструктивных элементов, связанных с фиксацией и регулировкой установленных на валу деталей, назначения вида механической обработки и качества поверхностей отдельных участков.

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые бруссы, лежащие на шарнирных опорах.

Расчет на сопротивление усталости выполняют как проверочный. Он заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в предположительно **опасных сечениях**, предварительно намеченных в соответствии с *эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений.*

При расчете принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения — по отнулевому циклу. Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что валы передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

Проверку на сопротивление усталости производят по коэффициенту запаса прочности s .

Амплитуда симметричного цикла напряжений при изгибе вала

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_m = M / W_m. \quad (15.2)$$

амплитуда отнулевого цикла напряжений при кручении вала

$$\tau_a = \tau_{\max} / 2 = \tau_k / 2 = M_k / (2W_k), \quad (15.3)$$

где $M = \sqrt{M_B^2 + M_H^2}$ — результирующий изгибающий момент (M_B и M_H — изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях); M_k — крутящий момент; W_m и W_k — моменты сопротивления изгибу и кручению сечения вала:

$$W_m = 0,1d^3; \quad W_k = 0,2d^3.$$

Проверочный расчет на сопротивление усталости ведут по максимальной длительно действующей нагрузке без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов нагружения от которых невелико и не влияет на сопротивление усталости.

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности $[s] = 1,6 \dots 2,5$.

Если в результате расчета получают $s < [s]$ и увеличение сечения вала невозможно или нецелесообразно, то наиболее эффективным способом повышения сопротивления усталости является применение упрочняющей обработки.

Расчет валов на жесткость выполняют в тех случаях, когда их деформации (линейные или угловые) существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей.

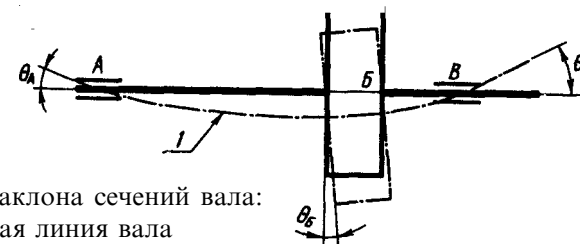


Рис. 15.6. Углы наклона сечений вала:
 l — упругая линия вала

Так, наклон упругой линии l вала под зубчатым колесом от прогиба (рис. 15.6) вызывает перекосящие нагрузки по длине зубьев, повышенный местный износ или даже излом, а угол наклона цапф — защемление тел качения в подшипниках, повышенное сопротивление вращению и нагрев опоры.

Различают изгибную и крутильную жесткость вала.

Изгибную жесткость валов оценивают углом Θ наклона, который определяют методами сопротивления материалов. Требуемую изгибную жесткость обеспечивают соблюдением условия $\Theta < [\Theta]$.

Значение допускаемых углов наклона $[\Theta]$ зависит от назначения вала или оси. Так, допускаемый угол наклона сечения вала под зубчатым колесом $[\Theta] = 2'$, угол наклона цапф радиальных шарикоподшипников $[\Theta] = 6'$, конических роликовых $[\Theta] = 2'$.

Крутильную жесткость валов оценивают углом закручивания на единицу длины вала (см. курс «Сопротивление материалов»). Для многих валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения и такой расчет не производят.

15.6. Расчет осей

Проектировочный расчет. Оси работают как поддерживающие детали и поэтому нагружены только изгибающими нагрузками. Действием растягивающих и сжимающих сил пренебрегают. Проектировочный расчет осей на статическую прочность выполняют аналогично расчету

балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов, задаваясь при этом длинами участков осей в зависимости от конструкции узла.

Расчет неподвижных осей ведут в предположении изменения напряжений изгиба по отнулевому циклу — самому неблагоприятному из всех знакопостоянных циклов. Для осей, изготовленных из среднеуглеродистых сталей (Ст5, Ст6, 45 и др.), допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_0]_{\text{и}} = 100 \dots 160 \text{ Н/мм}^2$. Меньшие значения рекомендуют при значительных концентрациях напряжений.

Напряжения во вращающихся осях изменяются по симметричному циклу, для них принимают $[\sigma_{-1}]_{\text{и}} = (0,5 \dots 0,6) [\sigma_0]_{\text{и}}$. Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то полученный диаметр увеличивают на 10% и округляют до ближайшего большего стандартного значения.

Проверочный расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость ведут аналогично расчету валов при $M_k = 0$.

Глава 16. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

16.1. Общие сведения

Подшипники качения (рис. 16.1) представляют собой готовый узел, основными элементами которого являются **тела качения** — шарики 3 или ролики, установленные между кольцами 1 и 2 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга **сепаратором** 4. При работе подшипника тела качения катятся по желобам колец — дорожкам качения. Одно из колец подшипника (как правило наружное) в большинстве случаев неподвижно. Распределение радиальной нагрузки между телами качения, находящимися в нагруженной зоне (ограниченной дугой не более 180°), неравномерно (рис. 16.2) вследствие неодинаковых контактных деформаций колец и различных тел качения. На размер зоны нагружения и неравномерность распределения на-

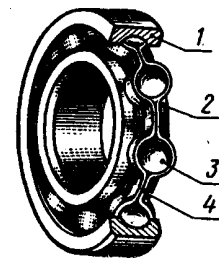


Рис. 16.1. Шариковый радиальный однорядный подшипник

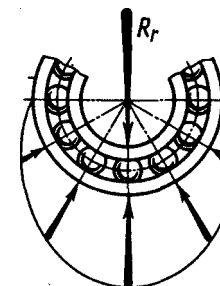


Рис. 16.2. Схема распределения радиальной нагрузки между телами качения в подшипнике

грузки оказывают влияние величина радиального зазора в подшипнике и жесткость корпуса.

В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют и тела качения катятся по дорожкам качения, образованным непосредственно на цапфе и в корпусе (в блоке зубчатых колес). Твердость, точность и шероховатость поверхности дорожек качения должны быть такими же, как у подшипниковых колец.

Подшипники качения стандартизованы и широко распространены во всех отраслях машиностроения. Их изготавливают в больших количествах на крупных специализированных заводах.

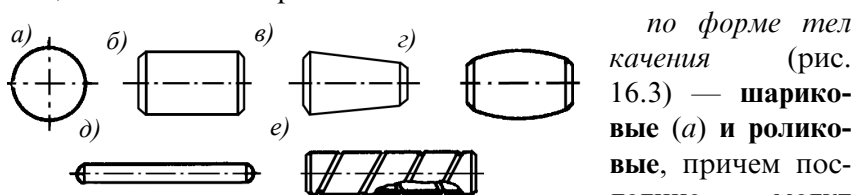
Достоинства подшипников качения. 1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства. 2. Малые потери на трение и незначительный нагрев при работе (потери на трение при пуске и при установившемся режиме работы практически одинаковы). 3. Высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин. 4. Малый расход дефицитных цветных металлов при изготовлении и смазочного материала при эксплуатации. 5. Малые осевые размеры, простота монтажа и эксплуатации.

Недостатки. 1. Большие радиальные размеры. 2. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам.

3. Большое сопротивление вращению, шум и низкая долговечность при высоких частотах вращения.

16.2. Классификация и условные обозначения подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.



по форме тел качения (рис. 16.3) — **шариковые (а) и роликовые**, причем последние могут быть с цилиндрическими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и витыми (е) роликами;

Рис. 16.3. Тела качения подшипников

по направлению действия воспринимаемой нагрузки — **радиальные, радиально-упорные, упорные и упорно-радиальные**;

по числу рядов тел качения — **однорядные, двухрядные и многорядные**;

по основным конструктивным признакам — **самоустанавливающиеся** (например, сферические самоустанавливаются при неточном угловом расположении осей вала и отверстия в корпусе) и **несамоустанавливающиеся**; с **цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца** и др.

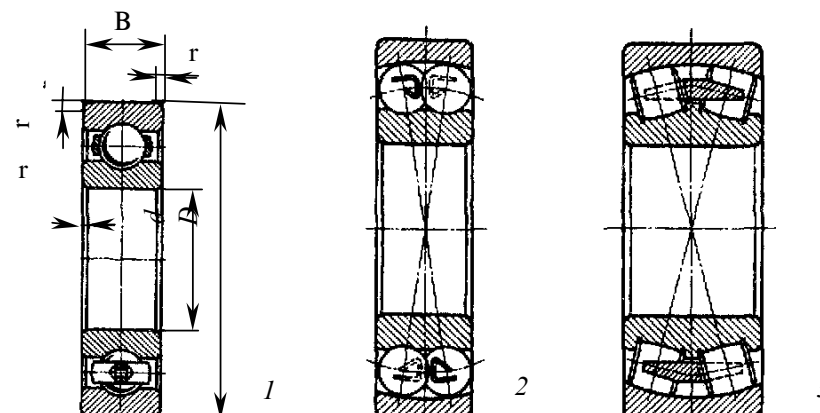
Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, широко распространенный шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия не только комбинированных (совместно действующих радиальной и осевой), но и чисто осевых нагрузок, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок.

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, широко распространенный шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия не только комбинированных (совместно действующих радиальной и осевой), но и чисто осевых нагрузок, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок.

16.3. Основные типы подшипников качения и материалы деталей подшипников

Шариковый радиальный однорядный подшипник (рис. 16.4) самый распространенный в машиностроении. Предназначен для восприятия в основном радиальной нагрузки. Желобчатые дорожки качения позволяют воспринимать осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Он дешев, допускает достаточно большой перекося внутреннего кольца относительно наружного (до $0^\circ 10'$). При одинаковых габаритных размерах работает с меньшими потерями на трение и при большей частоте вращения вала, чем подшипники всех других конструкций.

Шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник (рис. 16.5) предназначен в основном для радиальной нагрузки. Одновременно с радиальной может воспринимать небольшую осевую нагрузку обоих направлений. Дорожка качения на наружном кольце обработана по сфере. Поэтому



1 — Рис. 16.4. Шариковый радиальный однорядный подшипник

2 — Рис. 16.5. Шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник

3 — Рис. 16.6. Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник

му подшипник способен работать при значительном (до $2...3^\circ$) перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Способность самоустанавливаться и определяет область его применения.

Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник (рис. 16.6) имеет ту же характеристику, что и шариковый сферический, но обладает наибольшей грузоподъемностью из всех других подшипников таких же габаритных размеров.

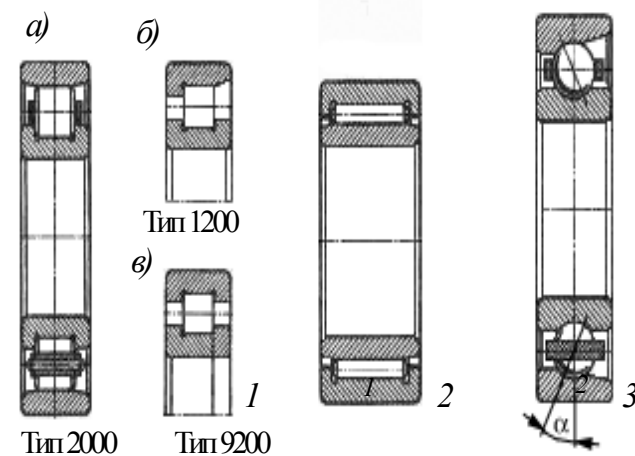
Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (рис. 16.7, а) воспринимает большие радиальные нагрузки, обладает значительно большей радиальной грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный равных габаритных размеров. Допускает осевое взаимное смещение колец. Чувствителен к относительному перекосу внутреннего и наружного колец (при перекосе возникает концентрация напряжений у краев ролика). Подшипник устанавливают на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест. Применяют в качестве «плавающих опор» (для валов шевронных шестерен и др).

При необходимости осевой фиксации вала, нагруженного незначительной осевой силой одного направления, применяют подшипники с бортом на наружном кольце (рис. 16.7, б), а для осевой фиксации в двух направлениях — подшипники с одним бортом на внутреннем кольце и плоским упорным кольцом (рис. 16.7, в).

Роликовый радиальный игольчатый однорядный подшипник (рис. 16.8) воспринимает только радиальную нагрузку. При сравнительно небольших диаметральных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью. Из-за отсутствия сепаратора характеризуется высокими потерями на трение между иглами и низкой предельной частотой вращения. Перекос внутреннего кольца относительно наружного недопустим. Обычно используют для работы в режиме качательного движения.

Шариковый радиально-упорный однорядный подшипник (рис. 16.9) предназначен для восприятия комбинированных (радиальных и осевых) нагрузок. Способность воспринимать осевую нагрузку зависит от угла контакта α : с увеличением угла контакта возрастает воспринимаемая подшипником односторонняя осевая нагрузка. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые силы, действующие в обоих направлениях. При монтаже требует регулировки осевого зазора.

Роликовый конический подшипник (рис. 16.10 16.11) воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Обладает большой грузоподъемностью. По применению в машиностроении стоит на втором месте после шариковых радиальных однорядных. Чувствителен к относительному перекосу внутреннего и наружного колец. Подшипники устанавливают попарно на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадоч-



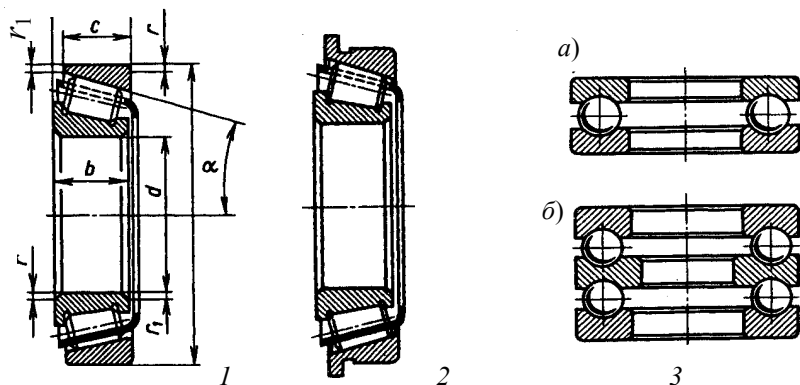
- 1 — Рис. 16.7. Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (а, б, в)
 2 — Рис. 16.8. Роликовый радиальный игольчатый однорядный подшипник
 3 — Рис. 16.9. Шариковый упорный подшипник

ных мест. Применяют при средних и низких частотах вращения. При монтаже *требуется регулировки осевого зазора*.

Шариковый упорный подшипник (рис. 16.12, а) воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. Для восприятия осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливают двойной упорный подшипник (рис. 16.12, б). Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяют при средней и низкой частоте вращения.

Материалы деталей подшипников. Тела качения и кольца изготавливают из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, Ш20СГ, а также из цементуемых легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А. Кольца имеют твердость $H = 61...66HRC3$, тела качения $H = 63...67 HRC$. Витые ролики изготавливают навиванием из стальной полосы.

Сепараторы чаще всего штампуют из мягкой углеродистой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными (см. рис. 16.9) из текстолита, фторопласта, латуни, бронзы. Материалы перечислены в порядке увеличения быстроходности подшипников.



1 — Рис. 16.10. Роликовый конический подшипник

2 — Рис. 16.11. Роликовый конический подшипник с бортом на наружном кольце

3 — Рис. 16.12. Шариковый упорный подшипник

16.4. Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность

При проектировании машин подшипники качения подбирают по таблицам каталога.

Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников на долговечность проводят по динамической радиальной грузоподъемности.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника C_r представляет собой радиальную нагрузку в H , которую подшипник может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 10^6 оборотов внутреннего кольца.

Значение C_r заранее определено и указано в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Долговечность подшипника качения L определяется усталостным выкрашиванием поверхностей качения. *Показателем долговечности* служит ресурс подшипника, т.е. наработка до предельного состояния, выраженная в миллионах оборотов (млн. об) или в часах (ч).

Базовую долговечность L_{10} в млн. об. определяют при 90%-й надежности (отсюда индекс $10 = 100 - 90$ в обозначении):

$$L_{10} = (C_r^p / R_E)^p,$$

где p — показатель степени кривой усталости; $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников.

Базовая долговечность подшипника L_{10} распространяется на обычные подшипниковые стали при нормальных условиях эксплуатации (правильной установке подшипника, правильно выбранном способе смазывания, защите от проникновения инородных тел и др.). При отличии свойств материала или условий эксплуатации от обычных, а также при повышенных требованиях к надежности определяют скорректированную расчетную долговечность.

Скорректированная по уровню надежности и условиям применения подшипника расчетная долговечность (ресурс)

L_{sah} радиального или радиально-упорного подшипников в часах (ч):

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n}. \quad (16.1)$$

Вместо индекса s в обозначении долговечности записывают цифру $s = 100 - P$, где P — надежность при определении ресурса. Так, при 90%-й надежности — L_{10ah} , при 95%-й — L_{5ah} , при 97%-й — L_{3ah} .

В формуле (16.1) обозначены: C_r — базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника, Н; R_E — динамическая эквивалентная радиальная нагрузка (см. ниже), Н; n — частота вращения кольца, мин⁻¹;

a_1 — коэффициент **надежности**. При определении ресурса, соответствующего 90%-й надежности, коэффициент $a_1 = 1$, при 95%-й надежности $a_1 = 0,62$, при 97%-й $a_1 = 0,44$;

a_{23} — коэффициент, учитывающий совместное влияние на долговечность **особых свойств металла** колец и тел качения (обычная плавка, вакуумный или электрошлаковый переплав), условий эксплуатации (перекосы колец, наличие гидродинамической пленки масла в контакте колец и тел качения). Для обычных условий применения подшипников (материал обычной плавки, наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла) значения коэффициента a_{23} :

Для шарикоподшипников (кроме сферических) 0,7...0,8
 Для роликоподшипников конических 0,6...0,7
 Для роликоподшипников цилиндрических,
 шарикоподшипников сферических двухрядных 0,5... 0,6
 Для роликовых радиальных двухрядных
 сферических подшипников 0,3...0,4

Условием пригодности подшипника является превышение расчетной долговечности L_{sah} значения требуемой долговечности L'_{sah}

$$L_{sah} \geq L'_{sah}. \quad (16.2)$$

Обычно L'_{sah} соответствует ресурсу машины или наработке между плановыми ремонтами. В зависимости от типа машины и условий эксплуатации $L'_{sah} = 4000...100000$ ч.

Формула (16.1) справедлива при эквивалентных нагрузках R_E , не превышающих $0,5C_r$ и $n \geq 10$ мин⁻¹.

Эквивалентная нагрузка. В большинстве случаев радиальные и радиально-упорные подшипники подвержены совместному действию радиальной и осевой сил. Кроме того, условия работы подшипников разнообразны и могут различаться по величине кратковременных перегрузок, рабочей температуре, вращению внутреннего или наружного колец. Влияние всех этих факторов на работоспособность подшипников учитывают введением в расчет эквивалентной динамической радиальной нагрузки.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка R_E для радиальных и радиально-упорных подшипников — это такая постоянная радиальная сила, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами обеспечивает такие же ресурс и надежность, как и при действии сил в условиях эксплуатации.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$R_E = (XVR_r + YR_a)K_B K_T; \quad (16.3)$$

для упорных подшипников

$$R_E = R_a K_B K_T, \quad (16.4)$$

где R_r — радиальная сила на подшипник (суммарная опорная реакция), Н; R_a — осевая сила, Н; V — коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое из колец вращается: $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца; K_B — динамический коэффициент, учитывающий

влияние эксплуатационных перегрузок на долговечность подшипника; K_T — коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника:

При $t^\circ\text{C}$	100	125	150	175	200	250
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,4

X , Y — коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок (указаны в каталоге); зависят от типа и конструктивных особенностей подшипника, а также от соотношения осевой и радиальной сил.

Осевая сила R_a не уменьшает ресурс подшипников пока отношение $R_a / (VR_r)$ не превысит значения e — **параметра осевого нагружения** (указан в каталоге). При $R_a / (VR_r) \leq e$ коэффициенты $X = 1$ и $Y = 0$, т. е. при определении R_E силу R_a не учитывают [см. формулу (16.3)].

При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила R_a , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_a , действующей на вал: $R_a = F_a$. Силу F_a воспринимает подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала под действием этой силы.

Глава 17. МУФТЫ

17.1. Общие сведения

Большинство машин и технологических систем состоит из отдельных узлов. Для обеспечения кинематической и силовой связи валы узлов соединяют муфтами (рис. 17.1).

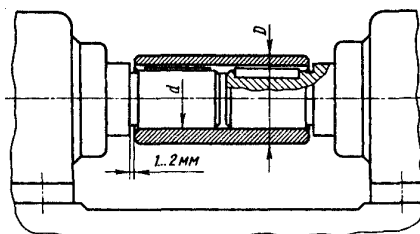


Рис. 17.1. Втулочная муфта

Муфтой называют устройство для соединения концов валов или валов со свободно сидящими на них деталями (зубчатыми колесами, шкивами и т. д.). Основное назначение муфт — передача вращающе-

го момента без изменения его значения и направления. Некоторые типы муфт дополнительно могут поглощать вибрации и толчки, предохранять машину от перегрузок, включать и выключать рабочий механизм машины без остановки двигателя.

Многообразие требований, предъявляемых к муфтам, и различные условия их работы обусловили создание большого количества конструкций муфт.

По управляемости муфты разделяют на:

нерасцепляемые (постоянные), осуществляющие постоянное соединение валов между собой (глухие, жесткие компенсирующие, упругие компенсирующие);

сцепные управляемые, допускающие во время работы сцепление и расцепление валов с помощью механизма управления (кулачковые, фрикционные);

сцепные самоуправляемые, автоматически разъединяющие валы при изменении заданного режима работы машины (обгонные, центробежные, предохранительные).

По степени снижения динамических нагрузок муфты бывают:

жесткие, не сглаживающие при передаче вращающего момента вибрации, толчки и удары;

упругие, сглаживающие вибрации, толчки и удары благодаря наличию упругих элементов — пружин, резиновых втулок и др.

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент T . Муфты подбирают по ГОСТам, ведомственным нормам, каталогам или проектируют по расчетному моменту

$$T_p = KT, \quad (17.1)$$

где K — коэффициент **режима работы муфты**; T — номинальный вращающий момент (наибольший из длительно действующих).

В приводах от электродвигателя принимают:

при спокойной работе и небольших разгоняемых массах (приводы конвейеров, испытательных установок и др.) $K = 1,15 \dots 1,4$;

при *переменной нагрузке и средних разгоняемых массах* (металлорежущие станки, поршневые компрессоры и др.) $K = 1,5...2$;

при *ударной нагрузке и больших разгоняемых массах* (прокатные станы, молоты и др.) $K = 2,5...3$.

Диаметры посадочных отверстий муфты согласуют с диаметрами концов соединяемых валов, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте вследствие применения разных материалов и различной нагруженности изгибающими моментами.

Стандартные муфты каждого размера выполняют для некоторого диапазона диаметров валов.

Наиболее слабые звенья выбранной муфты проверяют расчетом на прочность по расчетному моменту T_p .

Работа муфт сопровождается потерями. По опытным данным при расчетах КПД муфт обычно принимают $\eta = 0,985...0,995$.

17.2. Глухие муфты

Глухие муфты предназначены для жесткого постоянного соединения соосных валов. Из различных видов глухих муфт наибольшее распространение получили **втулочные и фланцевые муфты**.

Втулочная муфта представляет собой втулку, насаживаемую на цилиндрические концы валов (см. рис. 17.1). Применяют для передачи вращающих моментов от 1 до 12500 Н·м для валов диаметром от 6 до 100 мм. Имеет простую конструкцию, особо малые габариты по диаметру и низкую стоимость. Недостатком муфты является неудобный монтаж, связанный со значительным осевым смещением соединяемых узлов. Материал втулки — сталь 45.

Втулочную муфту выбирают по стандарту.

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт с фланцами, стягиваемыми болтами (рис. 17.2), половина из которых для обеспечения соосности полумуфт установлена без зазо-

ра в отверстия из-под развертки, а остальные — с зазором.

Фланцевыми муфтами соединяют отдельные части валопровода в один вал, работающий как целый. Чтобы составной вал оставался прямолинейным, необходима строгая соосность его частей и перпендикулярность торцовых поверхностей полумуфт осям отверстий, в противном случае неизбежны изгиб вала, его биение и появление дополнительных нагрузок на опоры.

Полумуфты имеют два исполнения: для соединения цилиндрических и конических концов валов.

Фланцевые муфты просты по конструкции, упрощают монтаж узлов, могут передавать вращающие моменты

от 16 до 20000 Н·м при диаметрах валов $d = 11...250$ мм. Материал полумуфт — сталь 40 или 35Л.

Фланцевую муфту выбирают по стандарту. Проверочный расчет болтов на прочность выполняют методами, изложенными в § 3.5.

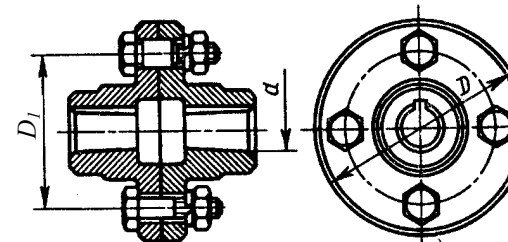


Рис. 17.2. Фланцевая муфта

17.3. Жесткие компенсирующие муфты

Жесткие компенсирующие муфты при соединении валов способны компенсировать незначительные радиальные (рис. 17.3, а), осевые (рис. 17.3, б) и угловые (рис. 17.3, в) смещения, обусловленные неточностями изготовления, монтажа, особенностями конструкции узлов и деформациями валов при работе. Компенсация отклонений от соосности валов достигается за счет подвижности жестких деталей муфты.

Наиболее распространены зубчатые и цепные муфты.

Зубчатая муфта стандартизована (рис. 17.4). Состоит из двух обойм 1 с внутренними зубьями эвольвентного профиля,

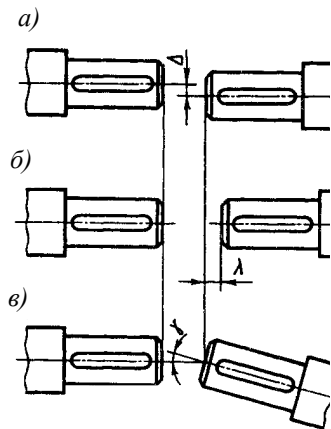


Рис. 17.3. Погрешности расположения валов:

- а — радиальное смещение на величину Δ ;
 б — осевое смещение на величину λ ;
 в — угловое смещение на величину γ

зацепляющимися с внешними зубьями втулок 2, установленных на концы валов. Обоймы соединяют между собой болтами, поставленными без зазора в отверстия из-под развертки. Обоймы центрируют по вершинам зубьев втулок. Втулки изготовляют с отверстиями для цилиндрических и конических концов валов. Материал втулок и обойм — сталь 40 или 45Л.

Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении, обточки зубьев втулок по сфере, бочкообразного профиля зуба втулки (см. сечение А-А на рис. 17.4). Компенсация смещений валов сопровождается относительным перекосом осей втулок и обойм, а, следовательно,

скольжением зубьев. Угол перекоса оси каждой втулки относительно оси обоймы допускают до $1^\circ 30'$.

Для повышения износостойкости зубья закаливают. Зубчатое зацепление работает в масляной ванне. Масло марки И-Г-С-68 заливают через отверстие в обойме. Для герметизации муфт применяют уплотнения — резиновые армированные манжеты 3.

Зубчатые муфты имеют малые размеры, их применяют для передачи вращающего момента от 1000 до 63000 Н·м между горизонтальными валами диаметром $a = 40 \dots 220$ мм при окружных скоростях до 25 м/с.

Зубчатые муфты подбирают по передаваемому моменту

$$T_{\text{ГОСТ}} > K_1 K_2 K_3 T, \quad (17.2)$$

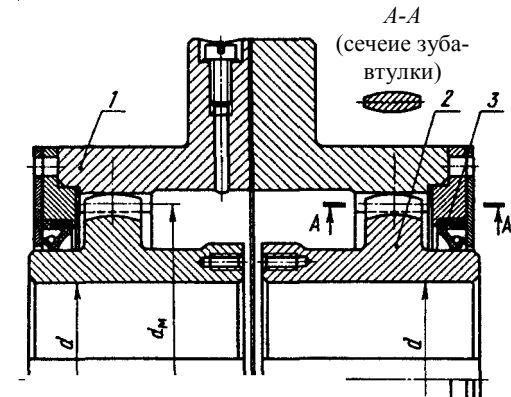


Рис. 17.4. Зубчатая муфта:

1 — обойма; 2 — втулка; 3 — манжетное уплотнение

где $T_{\text{ГОСТ}}$ — максимальный вращающий момент муфты по ГОСТ; T — вращающий момент, передаваемый муфтой; K_1 — коэффициент ответственности (если поломка муфты может вызвать остановку машины, то $K_1 = 1$; аварию машины — $K_1 = 1,2$; человеческие жертвы $K_1 = 1,8$); K_2 — коэффициент условий работы машины (при спокойной работе $K_2 = 1$; при переменной работе $K_2 = 1,2$; при тяжелой работе, с толчками $K_2 = 1,5$); K_3 — коэффициент углового смещения ($K_3 = 1$ при угле перекоса валов $\gamma \leq 0,25^\circ$; $K_3 = 1,25$ при $\gamma = 0,5^\circ$; $K_3 = 1,5$ при $\gamma = 1,0^\circ$; $K_3 = 1,75$ при $\gamma = 1,5^\circ$).

При компенсации муфтой смещений на концы валов действует радиальная сила

$$F_m = 0,4 \cdot 10^3 T_p / d_m, \quad (17.3)$$

где T_p — расчетный момент, передаваемый муфтой, Н·м (см. 17.1); d_m — делительный диаметр зубчатого зацепления муфты.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. М., 1973–1987.
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К. Детали машин. М., 1999.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М., 2000 .
4. Решетов Д.Н. Детали машин. М., 1989.

Харизс Ахметович **Дианов**,
Николай Глебович **Ефремов**,
Вадим Григорьевич **Мицкевич**

ДЕТАЛИ МАШИН

Курс лекций

Редактор *В.К. Тихонычева*
Компьютерная верстка *Г.Д. Волкова*

ЛР № 020307 от 28.11.91г.

Тип. зак.	Изд. зак. 88	Тираж 600
Подписано в печать 20.03.03	Офсет.	
Печ. л.	Уч.-изд. л.	Формат 60х90/16

Издательский центр РГОТУПСа,
125808, Москва, ГСП-47, Часовая ул., 22/2

Типография РГОТУПСа, 107078, Москва, Басманный пер., 6